

TREBALL FI DE GRAU

**Grau en Enginyeria Mecànica**

**MILLORA MECÀNICA DE LA PLATINA I L'EIX D'UNS PATINS  
D'HOQUEI**



**Introducció, memòria i Annex A**

**Autor:** ALEIX SICÍLIA FUENTES  
**Director:** EDUARD CALDUCH PROS  
**Convocatòria:** JUNY 2018 (MODALITAT A)



## Resum

Aquest projecte d'enginyeria està basat en la millora de les prestacions de la plantilla d'un patí d'alta competició de l'esport d'hoquei patins, a partir d'un model de gamma mitjana, i així, reduir la seva massa .

En primer lloc, s'ha analitzat el meu propi patí de la marca Boiani i del model STAR RK 16. Per començar, s'ha descrit el model original, és a dir, s'ha creat un model a partir d'un producte del qual es desconeixia qualsevol tipus de documentació tècnica. Es tracta d'un model que no té cap catàleg en el mercat i per tant, s'ha hagut de crear un prototip a partir de les mesures obtingudes manualment.

A partir d'aquest model, s'ha estudiat el seu comportament estàtic. S'ha descrit un cas hipotètic extrem, per tal d'observar-ne el comportament en un impacte de càrrega vertical. D'aquesta manera, hem conegut quines són les seccions crítiques del nostre producte i la seva vida útil.

Un cop s'ha observat detalladament la plantilla, s'ha sintetitzat la informació i s'ha processat mitjançant un procés de disseny d'una nova platina i de l'eix. Per altra banda, s'ha consultat a certs experts en mecànica d'hoquei patins, per tal que aportessin un punt de vista més empíric. A partir del seu coneixement i de certs requisits de disseny, tant normatius com tècnics, s'ha creat un nou model millorat del conjunt. No obstant, també s'ha elaborat un procés de selecció de materials, un estudi de les possibles corrosions i un altre de la seva mecanització.

Per últim, s'ha comprovat si a partir de la normativa corresponent es complia els requisits i s'ha comparat ambdós models.

## Resumen

Este proyecto de ingeniería está basado en la mejora de las prestaciones de la plantilla de un patín de alta competición de hockey patines, a partir de un modelo de gama media, y de esta forma, reducir su masa.

Primeramente, se ha estudiado un prototipo de la marca Boiani y del modelo STAR RK 16. A partir de aquí, el primer objetivo ha sido crear un modelo del cual no existía ningún tipo de documentación técnica de manera pública. Este producto no dispone de ningún catálogo en el mercado y por lo tanto, se ha tenido que crear a partir de las medidas obtenidas manualmente.

A partir de este modelo, se ha analizado su comportamiento estático. Se ha descrito un caso hipotético extremo de impacto de carga vertical para observar cuales eran sus secciones críticas. De esta manera, a partir del primer estudio, se ha creado un nuevo diseño de la plantilla basada en requisitos técnicos, legales y empíricos, según la opinión de expertos en el sector.

Como consecuencia de este hecho, se ha creado un nuevo conjunto después de realizar un proceso de selección de materiales, un estudio de corrosiones y su mecanización.

Por último, se ha comprobado si el nuevo prototipo se adapta a la normativa vigente y se ha comparado los dos modelos, con el caso extremo de impacto de carga vertical.

Cabe destacar que el modelo original se basa en mi patín actual.

## **Abstract**

The aim of this project is to improve a standard rink hockey skate model by reducing its mass and increasing its resistance. As a result, we can get better mechanical properties.

One of the main goals of the study was to analyse the static behaviour of a prototype made by Boiani's company (model STAR RK 16).

On the other hand, I created a new model based on my latest skates. There were no technical properties available for this particular product so I had to measure and analyse them. Moreover, I methodically examined the product with a static analysis and solved it, making sure it complied with the current Spanish regulations. It was described by an analytic and finite elements method case. Therefore, I found out the critical section and its strengths and obtained its safety factor.

Once the original product was analysed, I designed both a new platen and a shaft. In order to do so, I firstly evaluated some expert opinions on what improvements could be done. According to their view and some other technical factors, I created a new model, which allowed me to provide a selection of new suitable materials and to carry out a survey about possible corrosion.

On conclusion, I made a comparison between the original skate and the new one and examined whether the new prototype meets all the technical requirements.

## Agraïments

En primer lloc, voldria agrair l'ajuda al meu tutor, l'Eduard Calduch i a la gent que de manera desinteressada m'ha assessorat de manera directa o indirecta en el treball, sobretot en Sergi i en Josep, que han accedit a donar la seva opinió de manera desinteressada sobre el sector de les plantilles dels patins d'hoquei.

Però sobretot voldria donar les gràcies als meus pares per tota l'ajuda de tots aquests anys. Moltíssimes gràcies per tot.

## Glossari

AENOR=Asociación Española de normalización

CCC=Cicle de caracterització de càrrega

*FECAPA=Federació Catalana de Patinatge*

*FEP= Federación Española de Patinaje*

*FIRS= Fédération Internationale de Roller Sports*

OkLliga=Divisió d'honor d'hoquei sobre patins

*UNE=Una Norma Española*

*FL=Número de fils*





# Índex

<b>RESUM</b>	<b>I</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>III</b>
<b>AGRAÏMENTS</b>	<b>IV</b>
<b>GLOSSARI</b>	<b>V</b>
<b>1. PREFACI DE LA MEMÒRIA TÈCNICA</b>	<b>1</b>
1.1. Origen del treball, motivació i promotor.....	1
1.2. Requisits del client .....	1
1.3. Descripció del patí, les seves parts i normativa.....	2
1.3.1. Terminologia.....	3
1.3.2. Requisits generals.....	4
1.4. Entorn del sector (Anàlisi de mercat de la competència) .....	7
1.4.1. Platina del patí .....	7
1.4.2. Acoblaments.....	8
<b>2. INTRODUCCIÓ</b>	<b>11</b>
2.1. Objectius del treball.....	11
2.2. Abast del treball.....	11
<b>3. PATÍ ORIGINAL</b>	<b>13</b>
3.1. Descripció del model original .....	13
3.1.1. Descripció del model i geometria bàsica .....	13
3.1.2. Parts del conjunt del patí, les seves relacions i propietats .....	17
3.2. Propietats físiques del conjunt, dels materials i possibles corrosions del prototip original.....	21
3.2.1. Propietats físiques (massa).....	21
3.2.2. Propietats dels materials de l'eix, platina, gomes i rodes i possibles defectes de les corrosions.....	22
3.3. Anàlisi estàtic del model original .....	23
3.3.1. Cas I-Platina .....	23
3.3.2. Cas II-Eixos .....	28

3.3.3.	Cas III-Conjunt .....	30
<b>4.</b>	<b>DISSENY DEL NOU MODEL .....</b>	<b>38</b>
4.1.	Opinió d'experts .....	38
4.2.	Justificacions del nou disseny .....	39
4.3.	Selecció dels nous materials .....	39
4.4.	Descripció del nou model .....	39
4.4.1.	Vistes del nou model .....	41
4.4.2.	Toleràncies d'ajust .....	41
4.5.	Estudi de les propietats de cada material (corrosions, mecanització..) .....	42
4.5.1.	Alumini 7075 T6 .....	42
4.5.2.	Aliatge de Titani Ti-6Al-4V .....	43
4.6.	Comprovació de la normativa en l'abast .....	43
4.6.1.	Impacte frontal sobre les rodes .....	44
4.6.2.	Assaig de resistència .....	44
4.6.3.	Assaig d'impacte de càrrega vertical .....	44
4.7.	Cas analític del nou model de comparació respecte el model original .....	45
<b>5.</b>	<b>ESTUDI MEDIAMBIENTAL .....</b>	<b>46</b>
<b>6.</b>	<b>RECOMANACIONS PEL PROCÉS DE FABRICACIÓ .....</b>	<b>47</b>
<b>7.</b>	<b>CONCLUSIONS .....</b>	<b>49</b>
<b>8.</b>	<b>PRESSUPOST I/O ANÀLISI ECONÒMICA .....</b>	<b>51</b>
8.1.	Costos de disseny .....	51
8.2.	Costos del patí original .....	51
8.3.	Costos d'eines .....	52
8.4.	Costos del nou model .....	53
8.4.1.	Peces comprades pel conjunt .....	53
8.4.2.	Cost de les eines de tall .....	54
8.4.3.	Altres costos .....	55
8.4.4.	Cost de la fabricació per un lot de 500 unitats .....	55
	<b>CITES BIBLIOGRÀFIQUES .....</b>	<b>57</b>
<b>0.</b>	<b>ANNEX A .....</b>	<b>61</b>
A1.	Ampliació de la normativa .....	61
	Mostra d'assaig I .....	61
0.1.1.	Generalitat .....	61

0.1.2.	Peces que sobre surten .....	61
0.1.3.	Marge.....	62
0.1.4.	Assaig estàtic dels elements de fixació .....	62
	Mostra d'assaig II .....	63
0.1.5.	Assaig de torsió de les corretges.....	63
0.1.6.	Impacte de càrrega vertical.....	63
A2.	Càlculs.....	64
0.2.1.	Model original.....	64
0.2.2.	Model del nou disseny .....	85
0.2.3.	Anàlisi estàtic del nou disseny .....	111
A3.	Procés de fabricació .....	137
0.3.1.	Eines usades .....	137
0.3.2.	Propietats de la màquina, del material primari i centre màquina .....	138
0.3.3.	Procés de fabricació de la platina.....	138
0.3.4.	Procés de fabricació de les volanderes .....	147
0.3.5.	Procés de fabricació de l'eix.....	148
0.3.6.	Procés de fabricació de les gomes petites .....	152
0.3.7.	Procés de fabricació de les gomes grans.....	153
0.3.8.	Procés de fabricació del tac.....	154
A4.	Entrevistes.....	157
A5.	Plec de condicions.....	160

\*Nota: L'Annex A s'ha numerat a partir del valor 0, per emfatitzar que és un capítol diferent a la memòria. L'apartat Annex B s'afegeix en una altra tramesa.



# 1. Prefaci de la memòria tècnica

## 1.1. Origen del treball, motivació i promotor

Jo, Aleix Sicília Fuentes sóc el promotor d'aquest treball d'enginyeria. Com a estudiant d'enginyeria mecànica i jugador d'hoquei sobre patins, vaig pensar que era important normalitzar, catalogar i millorar el material tècnic d'aquest esport.

Es tracta d'un esport amb molta tradició a Catalunya però també en altres indrets com ara Portugal, Galícia, Itàlia, França, Argentina, Xile,...

No obstant, he observat com altres esports similars com l'hoquei gel, les seves grans marques (com ara Bauer) tenen material molt més desenvolupat, molts més estudis científic i catàlegs tècnics que no pas en l'hoquei sobre patins, i crec que és un fet que es pot potenciar.

Com a jugador he estat membre d'alguns clubs com ara el CE Noia Freixenet, CP Vilanova, CP Vilafranca o CP St. Ramon. Per tant, he pogut conèixer de primera mà, com la majoria de marques no publiquen característiques tècniques en la comercialització del patí i únicament s'aporten dades generals, poc concretes i en general amb manca d'informació. No hi ha gaires estudis científics o tècnics del sector i per aquesta raó he cregut convenient realitzar aquest treball sobre aquest esport que tant m'aprecio.

Tanmateix, tal i com detallaré en el punt 1.4 en l'apartat d'*Entorn en el sector*, hi ha poca oferta en plantilles dedicades a l'alta competició. Per tal, vaig veure útil i necessari poder aprofundir de manera tècnica en aquest àmbit, i millorar-ne una de convencional. També, crec que pot resultar útil, realitzar aquest projecte tècnic per si algun fabricant vol aprofitar l'estudi mecànic realitzat.

Per últim, vull remarcar que aquest treball està basat en la millora de la plantilla dels meus propis patins d'hoquei, ja que pretenc observar-la, estudiar-la i millorar-la per la meua pròpia pràctica en el joc.

## 1.2. Requisits del client

Com a promotor d'aquest treball, també esdevindrà client. Per tant, jo mateix hauré de descriure les condicions tècniques, basades en l'opinió d'alguns experts que més tard, descrites en l'apartat de *Disseny*, en la normativa UNE-EN 13899:2003 i la normativa de la FECAPA.

El model està destinat a patinadors/es d'un pes màxim de 150 kg, per tant, 75 kg per platina. Cal tenir en compte, que la distribució de la càrrega esdevé de manera ergonòmica (és a dir, en l'eix XY és de forma triangular). Per tal de conèixer els possibles punts crítics del nostre patí, caldrà realitzar un cas extrem, com ara un assaig d'impacte de càrrega vertical, que més tard serà descrit.

La dimensions del futur patí estaran basades en el model RK 16. En cap cas, la platina superarà els 65 mm d'amplada. Al mateix temps, es respectarà la longitud de la platina, amb un valor de 247,5 mm. S'ha de respectar aquestes mides ja que podria no fer degudament l'encaix entre platina i bota. Els forats d'unió entre bota i platina, hauran d'estar en la mateixa posició. En el cas analític es simplificarà el model.

Per altra banda, l'objectiu del disseny és que el **pes total del conjunt de la plantilla es redueixi més d'un 15%**. D'aquesta manera, augmentarem la velocitat, acceleració i agilitat del patinador.

El disseny final ha de poder superar tots els assajos de la normativa especificada al començament d'aquest apartat.

Respecte a la selecció del material, únicament s'ha d'imposar unes restriccions de mòdul elàstic (almenys 50 GPa) i de tensió de ruptura mínimes (almenys 100 MPa) estipulades en l'apartat de *Selecció dels nous materials*. Pel que fa al preu, no hi haurà limitacions ja que es tracta de patins d'alta competició i es suposa que els possibles compradors estaran disposats a pagar-ho. Tot i així s'haurà de detallar els futurs costos de l'ús de materials i fabricació, de manera orientativa ja que aquest treball no està basat en la fabricació sinó en el disseny.

### 1.3. Descripció del patí, les seves parts i normativa

[1-5] La Federació Catalana de Patinatge estipula segons el reglament tècnic de joc de l'hoquei patins en el capítol IV en el punt 5 que "les persones jugadores han de portar botes amb patins de 4 (quatre) rodes, les quals han de rodar lliurement i han d'estar col·locades de dues en dues, paral·lelament, en dos eixos transversals. No està permès, en cap cas, que s'utilitzin patins amb les rodes col·locades en línia". També es regula els següents punts:

- Està prohibida la col·locació de qualsevol tipus de protecció metàl·lica sobre les botes, encara que aquesta protecció estigui coberta per un altre tipus de material.
- Les rodes dels patins no poden tenir un diàmetre inferior a 3 cm. No es permet cap tipus de protecció suplementària entre les rodes del davant i les del darrere.

- Sempre que no representin perill per a la resta de persones jugadores, està permesa la utilització de frens col·locats a la punta dels patins o de les botes, amb un diàmetre mai superior a 5 cm.
- Els porters i porteres poden utilitzar patins amb rodes de menys dimensió, la qual cosa afavoreix una millor estabilitat de la seva posició de la porteria. (Tot i que l'objectiu d'aquest projecte, no serà dissenyar patins destinats a porters, sinó cap a jugadors).

Aquest reglament està homologat per la FEP i la FIRS.

Per altra banda, si ens volem basar en la normalització espanyola AENOR i CEN ens haurem de basar en la classificació del CTN 142/SCS de *Deportes, campos de juego y otros equipos de recreo* en el camp de *Equipamiento de deportes de patines i en el CEN/TC 136 Sports, playground and other recreational facilities and equipment* en el capítol de WG10 de *Roller sports equipment*.

En el nostre àmbit, ens trobarem emmarcats en la UNE-EN 13899:2003\* [6-7] que es titula *Equipos para deportes sobre ruedas. Patines sobre ruedas. Requisitos de Seguridad y métodos de ensayo*.

Aquesta normativa s'aplica "als patins sobre rodes destinats a una massa corporal superior a 20 kg. En ella s'especifica els requisits de seguretat pels patins sobre rodes, descripcions dels mètodes d'assaig, marcat i informació que ha de proporcionar el fabricant per tal de reduir el risc de lesions en el seu ús normal. S'especifica que els patins per usuaris amb un pes menor de 20 kg no entraran dins de l'objecte d'aquesta normativa europea. Són considerats com a joguines." També s'ha de tenir en compte les següents normes:

- EN 22768-1: Toleràncies generals. Part I: Toleràncies per cotes dimensionals lineals i angulars sense indicació individual de tolerància (ISO 2768-1:1989).
- ISO 4649:2002: Goma, vulcanitzada o termoplàstic. Determinació de la resistència a l'abrasió pel mètode del cilíndric giratori amb tela abrasiva.

### 1.3.1. Terminologia

Aquesta normativa defineix clarament les següents parts d'un patí sobre rodes:

- 1) **Patí sobre rodes:** Equip per l'esport del patinatge sobre rodes amb un xassís que incorpora dos eixos, disposats un darrere de l'altre amb un parell de rodes en cada un. Es pot acoblar a:
  - A la bóta o sabata de l'usuari mitjançant corretges.

- Formant part integral d'una bota o sabata
- Com a xassís inseparable d'una bota o sabata dissenyats amb tal efecte (serà el nostre cas, per tant no tindrem en compte apartats com els assajos de corretges).

2) **Element de fixació:** "Elements de fixació del patí de rodes al peu o sabates de l'usuari".

### 1.3.2. Requisits generals

Com a norma general s'ha d'aplicar les toleràncies generals de la norma EN 22768-1 i es classifica els patins com a:

- **Classe A:** Patins sobre rodes destinats a usuaris amb una massa superior a 20 kg. Contenen elements de fixació, coixinets de rodets i poden incorporar o no sistemes de direcció.
- **Classe B:** "Patins sobre rodes destinats a usuaris amb una massa superior a 20 kg, fins a 60 kg i una longitud de peu no superior a 260 mm. Contenen elements de fixació, sistemes de direcció i coixinets plans o rodets i ajustaments de talla.

En aquest treball es té únicament en compte, els patins de classe A.

Tanmateix, hi ha certs elements de seguretat que també s'ha de tenir en compte. Per exemple, les peces que s'exposen a continuació han de complir les normatives corresponents (**la descripció dels assajos es troba en l'annex d'aquest treball**):

- **Peces i franges sortints:** Durant *l'assaig I de peces que sobresurten*, les peces sortints com ara cargols o els extrems dels eixos, no han de tocar la part exterior del cilindre d'assaig si sobresurten més de 10 mm amb una secció transversal d'àrea inferior a 100 mm<sup>2</sup>, i no vagin protegides en totes les direccions per una superfície adjacent d'igual altura, amb una distància que no esdevingui superior a 25 mm des de l'extrem de la peça sortint.  
Tots els marges del patí de rodes que puguin entrar en contacte amb parts del cos durant el seu ús normal hauran de garantir la seguretat, o hauran de tenir una forma que eviti possibles danys.
- **Elements de fixació:** Han d'impedir la separació involuntària del patí de rodes de la sabata, també sota càrrega. (En el nostre cas no tindrem corretges, per tant aquest apartat no es tindrà en compte).
- **Seguretat de desplaçament:** El tancament de seguretat o els elements de subjecció no han de desprendre's o afluixar-se. Es considera que es compleix aquest requisit quan els elements de



tancament o subjecció no es desprenen o s'afluïxen, i no s'incompleixen després d'un *Assaig de col·lisió frontal* i després de l'*Assaig de resistència*.

- **Banda d'unió:** La banda d'unió en el taló del patí de rodes haurà de resistir la càrrega que rebí. Es considera que no s'incompleix aquest requisit quan, després dels assajos indicats en:
  - En els assajos d'*Impacte frontal sobre les rodes* i *Assajos de resistència*, la banda d'unió no es trenca ni presenta deformació permanent evident.
  - En l'assaig de l'*Impacte de càrrega vertical*, la reducció de la folgança central no és superior al 5% entre eixos. No obstant, els patins d'hoquei no usen aquest mecanisme.
- **Dispositiu d'arrancada i/o frenada (tac):** El dispositiu d'arrancada i/o frenada haurà d'estar dissenyat de manera que sigui fort i estigui assegurat davant del descargolament. Es considera que es compleix aquest requisit quan:
  - a) Després de l'assaig indicat en l'apartat *Impacte frontal contra el mecanisme d'arrancada i/o frenat*, el dispositiu d'arrancada i/o frenat no s'afluïxa, deforma, es desprèn o presenta senyals de dany funcional
  - b) No es detecta descargolament del dispositiu d'arrancada i/o frenat durant l'assaig indicat en l'apartat d'*Impacte de càrrega vertical*.

L'espai entre el marge inferior del dispositiu d'arrancada i/o frenat i el terra no ha de ser inferior a 10 mm.

- **Engranatge de les rodes:** Durant el funcionament, l'engranatge de les rodes ha de resistir la càrrega de l'impacte, la càrrega continuada i la càrrega estàtica. Ha d'estar ajustat de forma segura a la placa de la sabata, i assegurat contra el despreniment involuntari. Es considera que es compleixen els requisits tècnics de seguretat quan ninguna peça s'ha afluïxat o després, i no es produeix error en el funcionament després dels assajos indicats en els apartats *Impacte frontal sobre les rodes*, *Assajos de resistència* i *Impacte de càrrega vertical*.
- **Eixos:** Els eixos s'han de dissenyar i ajustar-se de manera que cap d'ells es solti, desplaci o deformi durant el funcionament. Les rodes hauran d'assegurar-se en els eixos per evitar el despreniment involuntari. Es considera que s'incompleix aquest requisit quan hi ha error després dels mateixos assajos que l'engranatge de rodes.

Els eixos de l'engrenatge de les rodes, incloent les peces relacionades, només poden sobresortir 3 mm dels marges exteriors de les rodes, quan les seves terminacions són rodones amb un radi d'almenys 5 mm.

- **Rodes:** Les rodes han de fabricar-se amb un material antilliscant. Es considera que s'incompleix aquest requisit quan els següents coeficients de fricció  $\mu_0$  durant l'assaig indicat en l'apartat d'*Impacte frontal contra les rodes*. En el nostre cas (classe A), el mínim haurà de ser de 0,3. Després de l'assaig de resistència, la roda no haurà d'haver-se afluixat en els coixinets fins el punt que existeixi perill de que surti dels coixinets, o presenti senyals de dany funcional.
- **Coixinets:** Els coixinets han de disposar-se de manera que no s'embussin durant el funcionament. Han d'estar dissenyats de tal manera que es pugui efectuar el manteniment indicat en les instruccions sense que disminueixi la seguretat de funcionament. Les cobertes de protecció antipols no han d'afluixar-se durant el funcionament. Els coixinets han de dissenyar-se de manera que segueixin sent operatius després de l'assaig de resistència indicat en l'apartat d'*Assajos de resistència*.
- **Femelles i altres fixacions de bloqueig automàtic:** En el cas de les femelles de bloqueig automàtic, la longitud total de la rosca de la femella i la seva peça de bloqueig han d'estar totalment engranades amb el pern. Les femelles i altres fixacions de bloqueig automàtic que s'afluixin en varies ocasions per realitzar operacions de manteniment, acoblament o ajust, han d'estar adequades per aquesta aplicació. La informació proporcionada pel fabricant ha de cridar l'atenció sobre la possible pèrdua de la funció de bloqueig automàtic de les femelles i altres fixacions.
- **Sistemes de direcció:** Aquest sistema s'ha de dissenyar de manera que, amb el radi de corba més petit i la càrrega màxima associada a ell, no es produeixi contacte algun entre les rodes i altres components del patí. Si la direcció és ajustable, les rodes no han de tocar ningun altre component del patí, ni tant sols amb la tensió mínima durant l'ús. Es considera que es compleix aquest requisit si no s'estableix cap contacte entre les rodes i qualsevol altre component del patí durant l'assaig indicat en l'apartat d'*Assaig de resistència*. Després de l'assaig de resistència indicat en l'apartat d'*Impacte de càrrega vertical* cap component del mecanisme de direcció s'ha de trencar o després.

Les peces de subjecció o muntatge de la direcció ha de protegir-se amb el despreniment mitjançant dispositiu de bloqueig. (En el cas de l'hoquei patins, no es solen usar, sistemes de direcció ajustable, per tant no s'haurà de realitzar l'assaig de Direcció).

No obstant, tal i com es descriurà a l'annex, ens basarem en millorar els eixos i sistemes de direcció. Haurem de dur a terme les proves corresponents per assegurar que complim la normativa.

## 1.4. Entorn del sector (Anàlisis de mercat de la competència)

### 1.4.1. Platina del patí

Segons la botiga especialitzada BAROVARI del barri de les Corts de Barcelona, en l'actualitat hi ha dos companyies importants que fabriquen plantilles d'hoquei sobre patins. Es tracta de les marques Roll Line i Boiani. En els dos casos es tracta de marques italianes. La primera té un catàleg online en la pàgina web [8] (en la secció d'hoquei sobre patins, *rink hockey* en anglès) i l'altra, que es tracta de la marca de la plantilla del model original d'aquest projecte no en disposa. Per la qual cosa, les mesures seran preses manualment.

Josep Fuster de la botiga Endèmic de Vilanova i la Geltrú, ens aporta informació de que existeixen altres marques, però no tenen tanta fiabilitat pel que fa a platines d'hoquei, com ara, Boiani o Roll Line. Alhora, són dos productes populars en aquest esport i dels més comercialitzats.

En el cas del nostre model, és fabricat per la marca Boiani. Hi ha diferents gammes de model del RK 14 al 18, on només hi ha un tipus de variable, que resulta ser la llargària de la bota. En un primer moment ens basarem en el model RK 16 perquè es el més genèric per un número de peu entre 41 i 44/45, i és el més usat en el sector. Els plànols es realitzaran amb aquest model. Les mides de llargària total van entre 140 i 280 mm depenent del model de plantilla.

Les mesures de la marca Boiani estan preses amb peu de rei amb una precisió acceptable de 0'05 mm. Estan adjuntades en l'annex B.

Segons s'ha preguntat a diferents jugadors i tècnics, com es pot observar en l'apartat d' *Opinió d'experts* dins del capítol de *Disseny del nou model*, les plantilles solen trencar pels eixos capdavanters, per la qual cosa és possible que la secció crítica es trobi en aquest punt. No obstant, més endavant s'aprofundeix en el disseny del patí i s'argumenta tècnicament les opinions dels corresponents pèrits.

[9] [10] Els models més senzills en el mercat podrien ser el Roll Line Variant que és una plantilla d'alta resistència i trens d'acer ajustable. L'inconvenient d'aquest model és el seu relatiu elevat pes. L'aliatge d'aquest model és un alumini llosa. La suspensió és de cautxú natural i amb una rosca de bloqueig de la direcció i un cargol de bloqueig. Aquest model té un preu de mercat de 145 €. Hi ha altres models

de gamma mitja, com ara Roll Line Mistral. Aquest model té un preu de mercat de 229 € i és un dels més recomanats.

Un dels models d'alta competició i amb el que podem importar certs aspectes geomètrics és el Roll Line Energy. Es tracta d'un aliatge especial d'alumini que s'obté per elaboració de barres sòlides. Aquest tipus d'aliatge al mateix temps té un menor coeficient d'expansió tèrmica i una resposta més ràpida a l'estrès del canvi de sol·licitació (no se n'especifica el nom de l'aliatge). El preu de mercat es troba als 375 €.

Alhora, vull destacar els models més punters d'aquesta marca que serien els models EVO i Macro. Aquests models barregen trens de titani amb ultra-aliatges de titani i alumini. Els preus d'aquests models en la majoria de portals es troben entre 450 i 500 €.

Per últim, existeix el model professional Roll Line Killer Titanium. Tal i com indica el nom, es tracta d'un model fabricat amb acer d'última generació i amb eixos exclusivament de titani. Els eixos tenen diferents inclinacions i una excel·lent rigidesa estructural (encara que se'n desconeixen valors tècnics). L'eix davanter està considerablement més inclinat que l'inferior (així el jugador pot aconseguir una velocitat superior). La inclinació del tren inferior és el que aporta estabilitat al patí (tampoc se n'aporta el valor però se suposa que uns 30°). Els eixos tenen una distància de 7 o 8 mm. Té un preu de 890 €. Les rosques de regulació tenen un sistema click.

Segons he observat en diferents catàlegs i/o portals, es desconeix el pes de qualsevol plantilla del patí, però segons he pogut observar voregen entre els 0,75-2 kg.

Ambdues companyies no aporten cap tipus de descripció sobre el material específic usat, és a dir, de manera generalitzada s'hi afegeix, per exemple, que és d'alumini, però sense concretar quin tipus d'aliatge es tracta.

#### **1.4.2. Acoblaments**

Tot i que no és l'objectiu del patí, hem de tenir en compte els possibles punts d'unió de les respectives peces, a l'hora de simular el conjunt. Per tant, també analitzarem els punts d'unió (acoblaments), com ara:

-Sistemes de fixació comuns: ròtules, per donar articulació al sistema, ròtules, volanderes de suspensió, pernys, jocs de femelles, etc. Solen ser d'acer galvanitzat, i ja que no tenen gaire volum, la seva massa sol ser petita.

-Goma de suspensió. Alguns models usen cautxú natural o poliuretà per esmorteir. Poden ser toves, mitges o dures. La companyia Boiani en ven per 12 euros. El tipus de la suspensió depèn del pes de la

persona i les seves corresponents vibracions. Per exemple, una persona de fins a 55 kg tindrà suspensions molt toves (color verd) , fins a 70 kg suspensions toves (color , fins a 90 kg)... La marca Roll Line usa elastòmers (no especifica quin) de compressió de doble efecte per tal d'alleujar les vibracions. S'usa materials com ara el cautxú natural o el poliuretà.

-Coixinets de boles. Poden ser oberts o blindats. Solen tenir uns 25-40 mm de llargària i 3-8 mm d'amplada. Poden tenir protecció de xapa. Per alta competició solen ser de ceràmica o d'acer tractat i endurit. N'hi ha alguns que poden ser oscil·lators, tot i que són més usats en el patinatge artístic que en l'hoquei. Cal tenir en compte que han d'estar degudament lubricats i que poden influir en les propietats. Un joc de coixinets d'alta competició pot vorejar entre 50-80 euros.

-Rodes, s'ha de tenir en compte pel factor d'acoblament entre elles i l'eix. Tenen diferents dureses depenent del pes del jugador i el terreny en que es sol jugar. Hi ha diferents companyies que en fabriquen, com ara Reno, TVD, Genial..

En l'apartat d'*Opinió d'experts* dins de *Disseny del nou model*, s'aporta l'opinió de certs experts en el sector, per tal de fer el nostre disseny.



## 2. Introducció

### 2.1. Objectius del treball

L'idea originaria és primer analitzar el comportament del prototip de la marca Boiani i del model STAR RK 16.

- El **primer objectiu és dotar de valors geomètrics, tipificar el material..** Es tracta d'un model que no té cap catàleg en el mercat i per tant s'ha de crear nosaltres un model a partir de les corresponents mesures que obtinguem de manera manual. **També s'ha de dissenyar el conjunt de peces.**
- Posteriorment, a partir d'aquest model s'ha d'analitzar **el comportament estàtic a partir d'un cas extrem (que serà descrit més tard) i sintetitzar les dades que ens aportin, per tal de conèixer les seccions més crítiques del patí.**
- També s'analitza els diferents materials i mostrarem els possibles defectes per **corrosió** que pugui patir el patí original i les possibles solucions que se'n puguin aportar en el nou disseny.
- A continuació, s'ha consultat a experts en la matèria per tal de **dissenyar el patí.** S'ha inclòs tant factors tècnics com empírics de jugadors d'alt nivell.
- Realitzar un estudi de materials per observar quins poden ser els materials òptims pel nostre model.
- Realitzar un nou estudi de les corrosions del nostre patí i possibles solucions (si hi ha problemes amb les condicions normals d'ús amb el material escollit).
- També haurem d'analitzar a partir de la normativa corresponent si compleix els requisits de càrregues. Tant farem **un anàlisi analític, com de simulació dels esforços.**
- Es realitzarà un estudi tècnic en el nou model per tal de comparar ambdós pressupostos.
- Fer un **pressupost econòmic.** Prèviament, hem de conèixer els temps de mecanització, amb la qual cosa s'ha d'aportar un resum de la mecanització del nostre producte.
- Dissenyar segons la normativa, els **plànols** degudament acotats de la plantilla millorada.

### 2.2. Abast del treball

Aquest treball estarà basat en la millora mecànica en el disseny dels patins d'hoquei sobre patins, és a dir, es tindrà en compte i s'analitzarà la part inferior del patí que engloba tot el conjunt a excepció de la bóta i els elements de fixació que l'uneixen amb la platina.

No obstant, les parts que tractarem de millorar seran únicament la platina i l'eix, encara que s'haurà de tenir en compte altres elements, com ara coixinets, rodes, cargols, femelles, gomes, a l'hora de simular el conjunt.

Per tant, l'abast és la millora del disseny mecànic de **la platina i de l'eix**. Haurem de millorar els materials usats, a través d'un procés de selecció, que es compleixi la normativa, i reduir el pes del conjunt. L'objectiu és aconseguir el disseny d'un lot de prototips que caldria validar experimentalment.



### 3. Patí original

#### 3.1. Descripció del model original

##### 3.1.1. Descripció del model i geometria bàsica

Ens basem en una platina i uns eixos de la marca Boiani model STAR RK 16, tal i com hem descrit anteriorment. Els plànols d'aquest model es poden consultar en l'annex.

Aquest model té una llargària de 247,5 mm (pel que fa a la platina) i 265,85 mm (si es té en compte el tac). Tanmateix, també hem de tenir en compte que des del punt d'unió entre la bota i el punt inferior de les rodes té una altura de 93,5 mm amb unes rodes d'un diàmetre de 60 mm.

Aquest model compleix tots els factors geomètrics i de resistència atorgats per la Federació Catalana i per la normativa UNE-EN 13899:2003\*.

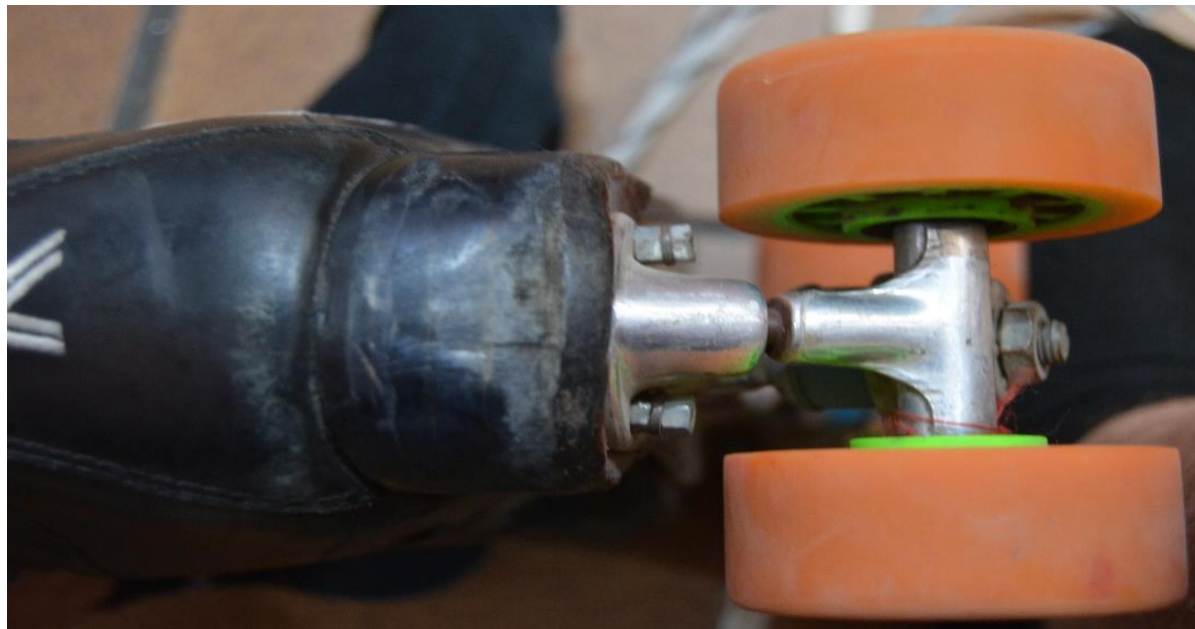
##### 1. Fotografies del model original



Il·lustració 1: Vista d'alçat del conjunt de rodes i plantilla del patí (Imatge pròpia)



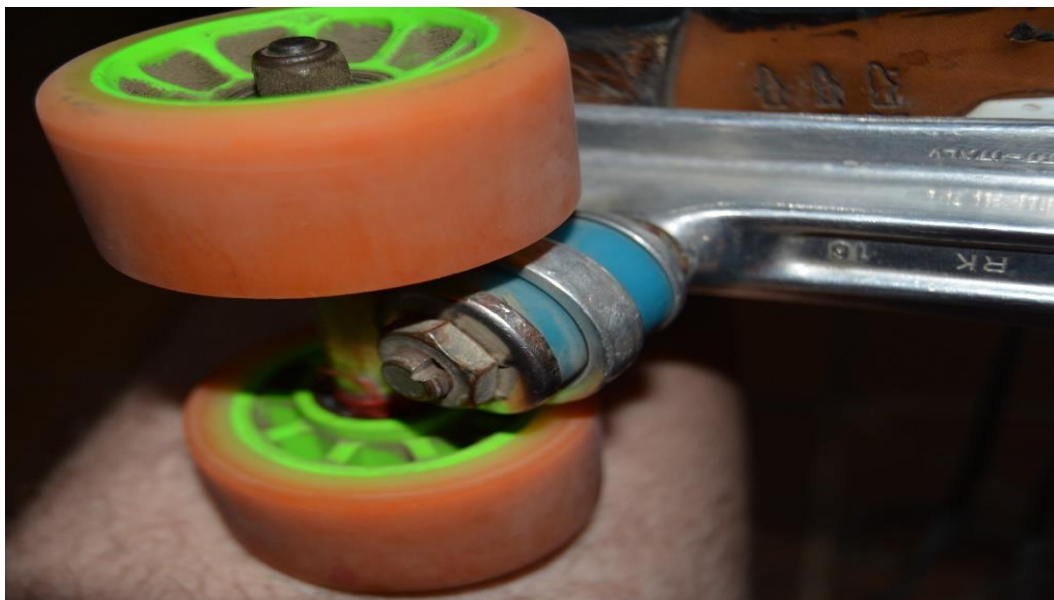
Il·lustració 2: A la dreta, s'adjunta la vista de planta del conjunt de platina i patí. Per altra banda, a l'esquerra s'hi observa una vista de detall de l'eix capdavanter. (Imatge pròpia)



Il·lustració 3: Vista de perfil del patí (Imatge pròpia)



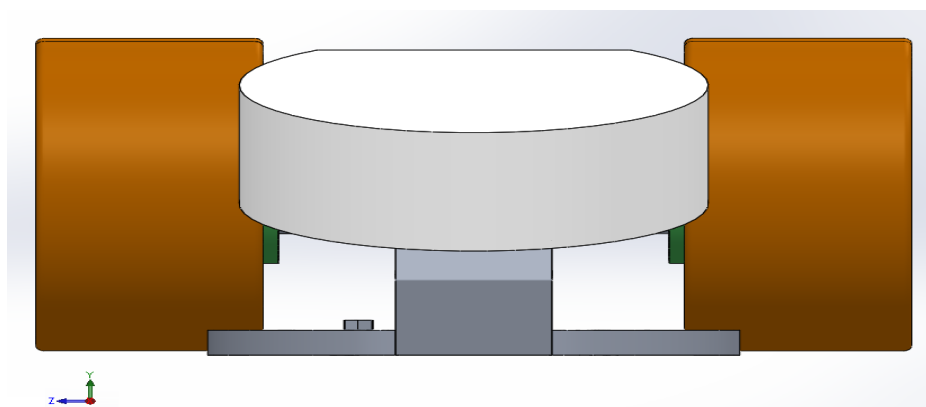
Il·lustració 4: Vista de detall de l'eix capdavanter (Imatge pròpia)



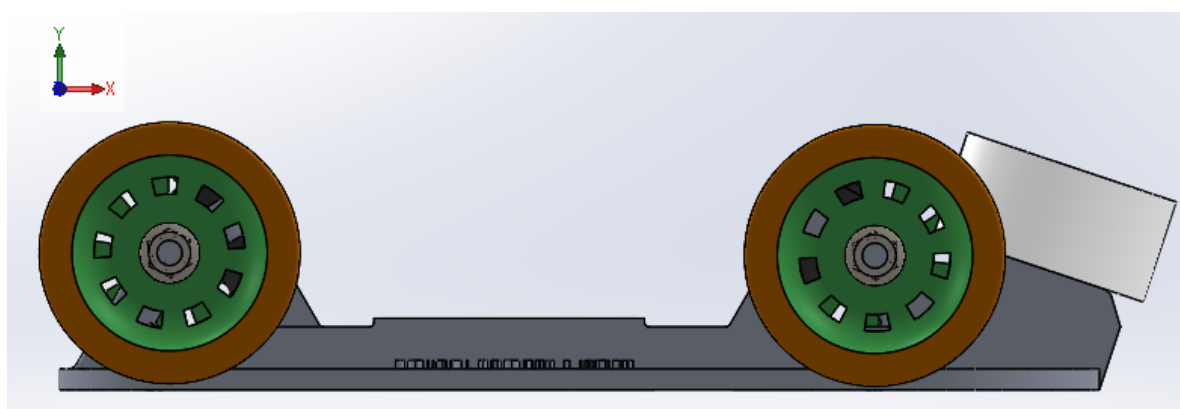
Il·lustració 5: Vista de detall de les gomes (Imatge pròpia)



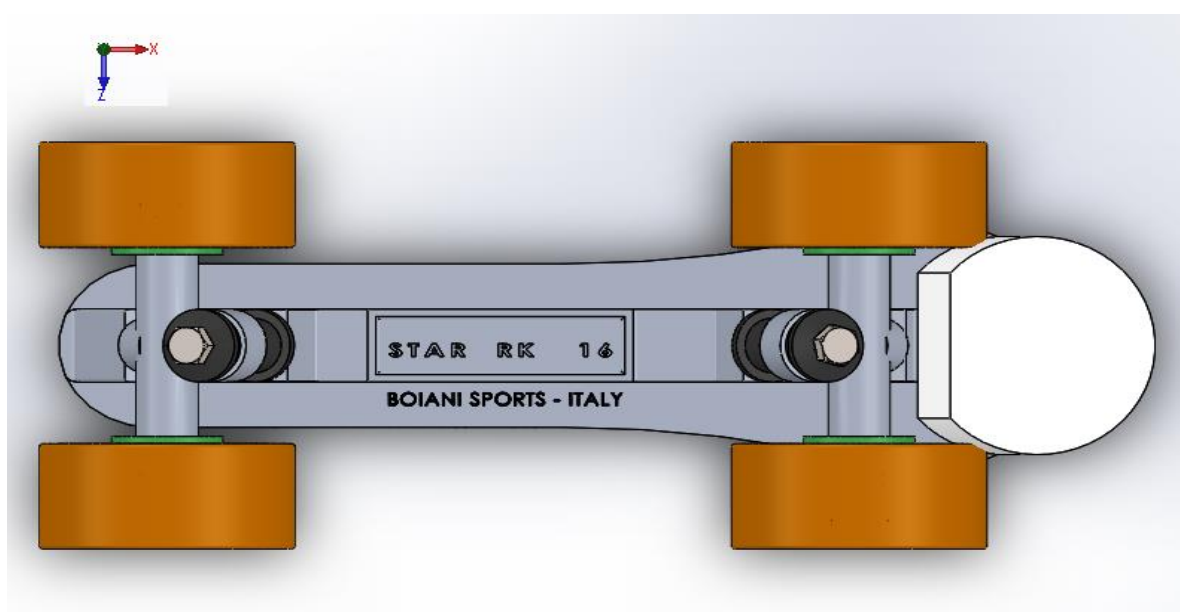
## 2. Vistes del model 3D



Il·lustració 3b: Vista de perfil del model del patí



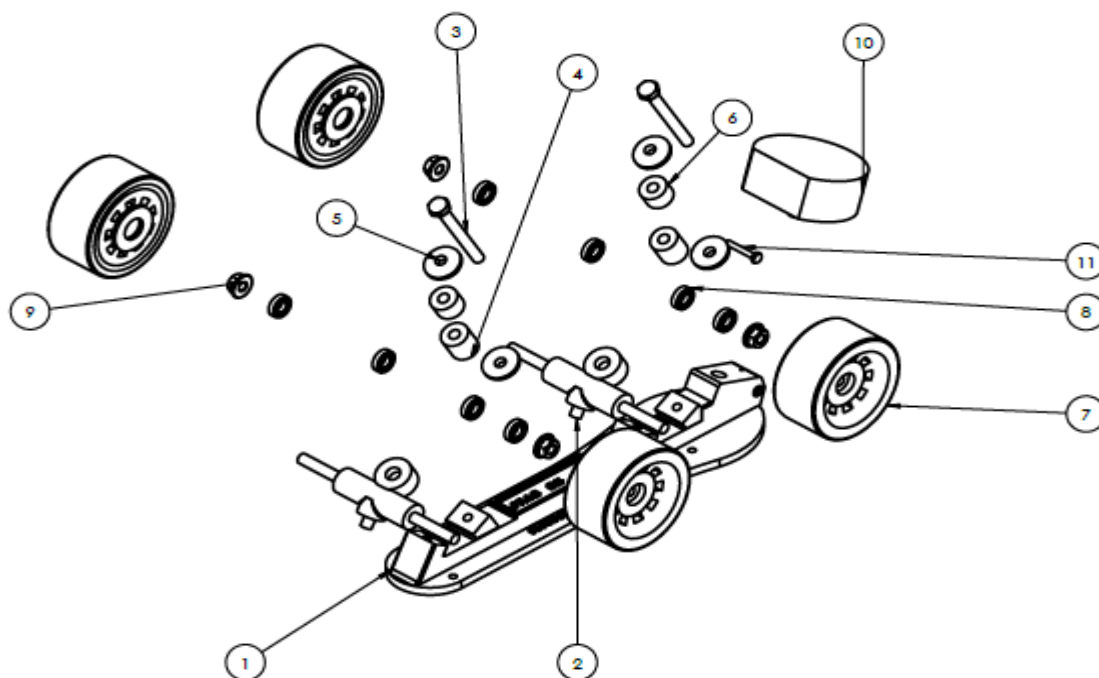
Il·lustració 4b: Vista frontal del model 3D



Il·lustració 5b: Vista en planta del model 3D

### 3.1.2. Parts del conjunt del patí, les seves relacions i propietats

A partir de la següent imatge (Il·lustració 6) podrem observar les diferents peces que té el patí d'hoquei. En aquest apartat es descriuen les relacions d'acoblament que té el patí i s'aporta una petita descripció de cada element.



Il·lustració 6: Vista isomètrica de les corresponents peces del patí

En l'apartat de plànols s'aporta informació complementària sobre aquesta imatge com a plànol normalitzat.

Per altra banda, podem afirmar que disposem de les següents peces, per platina:

Núm. element	Nom de la peça	Material	Quantitat
1	Platina	Aliatge d'alumini 6061 T6	1
2	Eixos	Aliatge d'alumini 6061 T6	2

3	Cargol blocant ISO 4017-M6 x 60-C	Aliatge d'acer galvanitzat 4017	2
4	Goma gran	Poliuretà 11671	2
5	Volandera gomes	Alumini 6061 T6	4
6	Goma petita	Poliuretà 11671	2
7	Roda	Poliuretà 11671	4
8	Coixinet ISO 1224-180613 – R,10, SI, NC, 10_68	Acer 1224	8
9	Femella ISO 4161 M6 – C	Aliatge d'acer galvanitzat 4161	4
10	Tac	Cautxú natural	1
11	Cargol fixació ISO 4014 – M3x25x12-N	Aliatge d'acer galvanitzat 4014	1
12	Femella fixació ISO 4014 – M3	Aliatge d'acer galvanitzat 4014	1

Taula 1: Parts del patí, corresponent material i quantitat

## 1. Platina

És la peça de subjecció de la bota amb la resta del patí. En el nostre cas, la tractarem com a peça de referència i tal i com s'ha esmentat en diferents cops és de la marca Boiani STAR RK 16. Està unida als eixos i a la goma gran amb relació concèntrica i de coincidència en els seus respectius forats. El fabricant no facilita de forma pública les dades de l'aliatge, però per les característiques tècniques del patí crec que el més usat pot ser l'aliatge 6061 T6, també usat en altres esports com el ciclisme. Es tracta d'un alumini resistent i econòmic. Segons el model en 3D del SolidWorks té un pes de 365,44 g. El centre de gravetat es troba a X=173,73 mm, Y=8,08 mm i Z=-22,49 mm. A la botiga Barovari, la platina i l'eix tenen un preu de venda de 73/unitat €. Cal tenir en compte que a l'hora d'analitzar, la càrrega s'ha de dividir entre dos.

## 2. Eixos

És l'element que dóna estabilitat a la bota. Tenen un angle de  $30^\circ$ , amb la part transversal de la platina. També estan fabricats d'alumini 6061 T6 i formen part del mateix model RK 16. Està relacionada amb la platina tal i com es descriu anteriorment. També disposa d'una "anella" (propi del disseny de l'eix) adherida a l'eix que està relacionada amb les gomes de manera concèntrica. Les gomes es toquen en el punt de contacte de l'anella.

Per altra banda, en l'eix principal disposem d'una relació concèntrica entre la peça esmentada i coixinets, femella i rodes. La roda té un punt de coincidència entre el diàmetre del seu revers i la part sortint del diàmetre gran de l'eix principal. També usa un aliatge d'alumini 6061 T6.

Segons el model de CAD de SolidWorks cada eix té una massa de 32,75 g i un centre de gravetat en (0,0.07,-0.49) mm en els eixos XYZ. Té un volum de 12130,7 mm<sup>3</sup>.

## 3. Cargol blocant ISO 4017-M6 x 60-C

[11] Aquest cargol subjecta les dues gomes i les volanderes amb l'eix principal, per tant d'una relació concèntrica entre les peces especificades. És de mètrica M6 i està catalogada com ISO 4017 i és d'acer galvanitzat. N'hi ha un parell. Tot el joc de tots els cargols i femelles els proporciona la mateixa companyia Boiani per 4,5 €/conjunt de dues plantilles. Segons SolidWorks té una massa d'1,89 g cada cargol.

## 4. Goma gran

[12] Es tracta de la goma inferior de les dues que van unides a l'eix. N'hi ha un parell (una per eix). Serveix per absorbir les vibracions de l'eix i estan fabricades amb poliuretà 11671. El joc de totes les gomes té un preu de 11,2 €/conjunt de dues plantilles. Cada goma gran té un pes de 2,73 g, segons SolidWorks.

## 5. Volandera de les gomes

Serveix per esmorteir les vibracions mecàniques, no entri pols i absorbir el cop mecànic. Costen 3,2 €/pack de 8. S'aporta la documentació geomètrica corresponent en l'annex.

## 6. Goma petita

[12] És la goma superior de les dues que van unides a l'eix. En el conjunt es comptabilitza un parell (una per eix). Té les mateixes funcions que la goma gran i estan dins del joc que s'ha especificat el preu en l'apartat de *Pressupostos*. Cada goma petita té un pes de 1,82 g, segons SolidWorks.

## 7. Roda

Les rodes estan subjectes a cada eix. N'hi ha 4 unitats i cada una té un pes de 85,81 g, segons SolidWorks. El fabricant no aporta el material de la roda, però suposem que és de poliuretà 11671, ja que és un material comú en aquest element. Són de la marca Roll Line de duresa 88A i del model TOP. En total costen 85 €/pack.

## 8. Coixinet

[14] Serveix per donar-li un rodament major a la roda, per tant l'eix i el coixinet són concèntrics entre ells. N'hi ha un parell per roda. Són del tipus normalitzat ISO 1224 -180613 – R,10,SI,NC,10\_68. Tenen un pes teòric de 0,8 g/unitat.

## 9. Femella

Del tipus ISO 4161 M6 – C. Serveix per blocar de moviment a la roda. Té una relació concèntrica i de coincidència al seu respectiu eix. N'hi ha 4. S'engloba dins del pack que proporciona la mateixa companyia Boiani. Té un pes de 0,48 g/unitat.

## 10. Tac

[15] Serveix com a fre i/o com a sistema d'arrencada manual per l'usuari. Cada tac té un pes de 63,26 g. Està fabricat de cautxú natural i té un preu de 11 €/unitat. N'hi ha 1 per platina.

## 11. Cargol fixació

Del tipus ISO 4014 – M3x25x12-N. Serveix per poder fixar o treure el tac de fre i/o arrancada. S'inclou dins del pack de cargols proporcionat per la marca Boiani. Té un pes de 0,3 g/unitat. N'hi ha un per patí.

## 12. Femella del cargol de fixació

També hem de tenir en compte una femella per aquest cargol M3. Serà del tipus ISO 4014 i de mètrica M3. Té un pes de 0,15 g/unitat. S'inclou dins del pack de cargols proporcionat per la marca Boiani.



## 3.2. Propietats físiques del conjunt, dels materials i possibles corrosions del prototip original

### 3.2.1. Propietats físiques (massa)

En la següent taula 2, s'especifica el valor de la massa (g) de cada element, tant en valors teòrics (segons la simulació del SolidWorks), com reals:

Núm. Element	Nom de la peça	Unitats	Massa real/element (g)	Massa teòrica per element (g)	Massa real total (g)	Massa teòrica total (g)
1	Platina	1	410,4	345,44	410,4	345,44
2	Eix	2	53,5	32,75	107	65,5
3	Cargol blocant	2	3,1	1,89	6,2	3,78
4	Goma gran	2	3,5	2,73	7	5,46
5	Volandera gomes	2	4,5	2,29	9	4,58
6	Goma petita	2	3,9	1,82	7,8	3,64
7	Roda	4	95,8	85,81	383,2	343,24
8	Coixinet	8	3,5	0,8	28	6,4
9	Femella	4	3,3	0,48	13,2	1,92
10	Tac	1	70,5	63,26	70,5	63,26
11	Cargol fixació	1	1	0,3	1	0,3
12	Femella fixació	1	0,5	0,15	0,5	0,15
TOTAL		30			1043,8	843,67

Taula 2: Taula de les respectives masses que té cada element (g)

La sensibilitat de la balança és de  $\pm 0,05$  g

### 3.2.2. Propietats dels materials de l'eix, platina, gomes i rodes i possibles defectes de les corrosions

#### 1. Alumini 6061 T6

[16, 20] Es tracta d'un aliatge d'alumini amb un tractament tèrmic de solució amb envelliment artificial, per tal de millorar la resistència a la corrosió, i aportar-hi bona mal·leabilitat i bona capacitat de mecanització. És un material que reacciona espontàniament amb l'oxigen i permet crear una capa estable d'òxid d'alumini ( $4\text{Al} + 3\text{O}_2 \rightarrow 2\text{Al}_2\text{O}_3$ ). També cal especificar, que es tracta d'una capa d'òxid tant prima que negligirem la seva possible càrrega estàtica i tendeix a estar en estat passiu. No obstant, quan aquest material es deforma pot provocar noves oxidacions.

En aquest cas, la capa d'òxid d'alumini és soluble en ambients salins o càustics, però en principi, no hauria de ser el cas en la pràctica habitual de joc. El seu esforç de cadència teòric és de 275,79 MPa i el seu últim esforç teòric és de 310,26 MPa (càrrega de ruptura). Tot i que depèn del medi pot patir certes variacions. No obstant, considerem que el nostre ambient és neutre al no trobar-se en cap entorn susceptible a les oxidacions. L'estirament és del 8%, la duresa HB 95. La densitat de massa és de 2700 kg/m<sup>3</sup>, mòdul d'elasticitat és de 70 GPa i un mòdul de rigidesa G de 26,5 GPa. El límit a la fatiga és de 190 MPa. Té una aptitud molt bona a la soldadura de flama i bona en arc sota gas argó, resistència elèctric o brasejat. Té un molt bon comportament a l'ambient rural i industrial, encara que regular sota l'aigua de mar. L'anoditzat de protecció o dur són molt bons, encara que com a decoratiu, regular. Per fragmentació de l'encenall tenim una bona aptitud i regular en brillantor de la superfície. Per embotició tenim males propietats amb la condició T6, encara que bona forjabilitat i recobriment.

#### 2. Poliuretà 11671

[17] En aquest cas, es tracta d'un elastòmer del tipus U i conté àtoms de nitrogen, oxigen i carboni. [18] Té una bona resistència a àcids i alcalins dèbils a temperatura ambient. Per tant, no hauríem de tenir problemes de corrosió. Té una densitat de massa de 1225,2 kg/m<sup>3</sup>. Té una duresa de 95A i una resistència a la tracció de 130 MPa.

#### 3. Cautxú natural

[17] Es tracta d'un elastòmer del tipus R (*rubber*, en anglès) i la seva cadena principal es compon de carboni i mico (dobles enllaços). Segons SolidWorks, té un mòdul elàstic de 0,01 MPa, un coeficient de Poisson de 0,45 i una densitat de massa de 960 kg/m<sup>3</sup> i un límit de tracció de 20 MPa .

### 3.3. Anàlisi estàtic del model original

Per tal d'observar el comportament del patí, s'ha analitzat un cas extrem d'impacte de càrrega vertical, en la platina i l'eix. Posteriorment, s'ha estudiat els esforços i possibles deformacions que sol·licita el conjunt. Suposem que el patí ja ha complert tota la normativa, ja que està en mercat (el procés de verificació de la normativa s'ha aplicat, únicament, en el nou disseny, tant de manera analítica com en simulació). Primer de tot s'ha simplificat el model geomètric a analitzar.

En aquest cas, s'ha inclòs en la memòria els models simulats, per tal d'aportar informació complementària al lector de per on pot patir més el patí original i així poder justificar el nou disseny. En altres apartats, aquesta informació es localitza en l'Annex.

#### 3.3.1. Cas I-Platina

##### 1. Model analític (general)

###### 3.3.1.1.1 Descripció del model analític

En aquest primer cas, s'ha analitzat el salt d'un patinador de 150 kg. Per tant, s'ha hagut de comptabilitzar la força del pes distribuït i el de l'acceleració que pugui tenir. Hem de tenir en compte, que en l'eix XY de la platina, la càrrega distribuïda és triangular i en l'eix ZY serà rectangular, seguint un model proporcional a l'ergonomia del pes humà. He analitzat aquest cas perquè considero que es tracta del cas més extrem dins de la normativa vigent a l'estat espanyol. Es tracta de simular el salt des d'una altura de 0,25 m en un temps de 0,225 segons.

Posteriorment, s'ha estudiat els eixos i la platina, que és el que pretenem millorar. S'ha simplificat la geometria del disseny amb la il·lustració que s'aporta a l'annex. El nostre cas a tractar té les següents característiques: el procés d'acabat és de rectificat, a temperatura ambient (25°C), amb una confiabilitat estadística del 99%. Es tracta d'un sistema de càrrega de pols intermitent, ja que no es tracta d'un moviment constant. Al no tenir moviment en l'eix de les X, no tenim en compte la força de fregament.

###### 3.3.1.1.2 Anàlisi de forces

En l'annex en l'apartat de A2-Càlculs podem observar el procediment per arribar als resultats corresponents. En aquell capítol, es pot observar el procediment realitzat i resultats intermedis obtinguts. S'ha analitzat el model en dos eixos diferents (XY i YZ). Els valors de les reaccions de les rodes són els següents.

- En l'eix XY, tenim els següents valors:

Concepte	Q1 (N/m)	F (N)	R1 (N)	R2 (N)
Valor	1486,36	732,2	279,24	178,819

Taula 3: Valors de les forces en l'eix XY

- En l'eix ZY, tenim els valors:

Concepte	Q2 (N/m)	F (N)	R3 (N)	R4 (N)
Valor	8175	732,2	275,018	275,018

Taula 4: Valors de les forces en l'eix YZ

### 3.3.1.1.1 Resultats

#### 1. Model analític

Un cop s'ha aplicat tots els càlculs corresponents, coneixem que la secció crítica es localitza al punt d'aplicació de la força del salt, just al centre dels dos eixos XY i YZ.

Tanmateix, els valors de les tensions principals equivalen a  $(3,71 \pm 2,61)$  MPa. Cal recordar que ens trobem en un cicle de càrrega pulsatori. Llavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com la mitjana 5,83 MPa**.

També hem trobat els valors de la deflexió. Segons el teorema de Castigliano tenim un valor de  $8,3 \cdot 10^{-6}$  (adimensional, al tractar-se de deformacions) i una  $y_{m\grave{a}x}$  de  $0,00000163 = 1,63 \cdot 10^{-3}$  mm.

Per altra banda, per tal de conèixer els valors de la resistència obtenim els valors següents:  $\sigma_f = 21,884$  MPa i una  $\sigma_F = 275,79$  MPa. Un cop apliquem els corresponents càlculs recopilats en l'Annex A2 en el diagrama de Söderberg, obtenim un factor de seguretat de 6,95. Per tant, la platina té vida il·limitada i un dimensionament elevat.

#### 2. Model d'anàlisi estàtic en mètodes numèrics (CAE)

S'ha simulat amb el programa SolidWorks les corresponents dades de subjecció, càrrega i material, per tal de trobar i validar els nostres càlculs recollits en l'annex, i comprovar si el model simplificat s'adequa a la realitat.

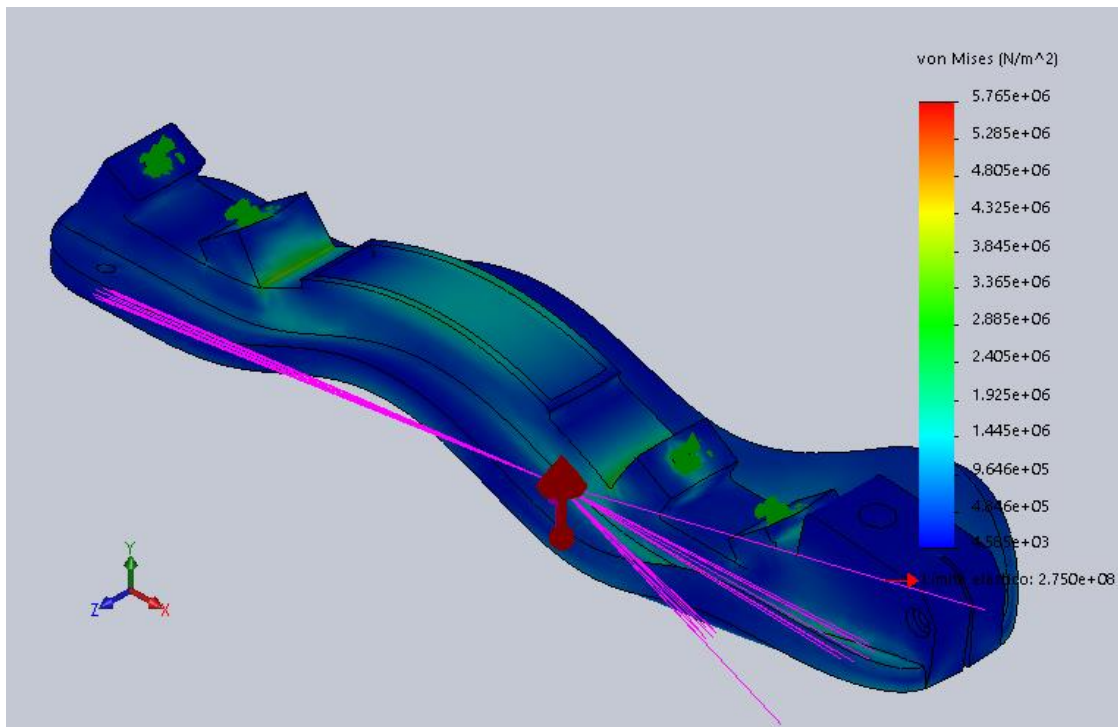
### 3.3.1.1.2 Descripció del model CAE

S'ha tingut en compte la platina de l'annex de l'apartat de plànols de model original (plànol número 3).

El gruix del mallat és de 3,77 i un a/b de 1,5. Es descriu com a material l'alumini 6061-T6 i s'aplica una força de 732,2 N al centre de l'eix X i Z de la platina ( $y=0$  m) i un pes de 75 kg (estem tractant d'una persona d'un pes de 150 kg i s'ha de dividir per dos). L'anàlisi es deforma tal i com havíem suposat, en el punt d'aplicació central.

### 3.3.1.1.3 Resultats del model

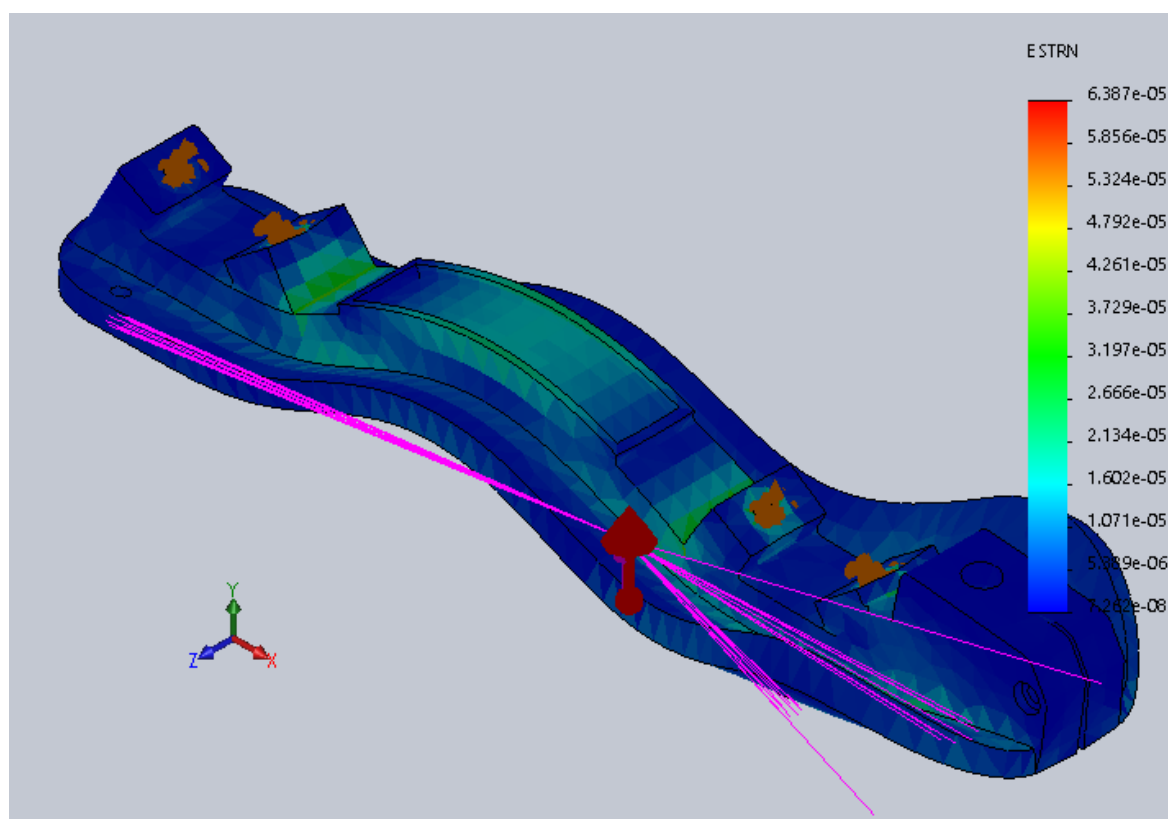
Les tensions de Von Mises tenen els següents valors:



Il·lustració 7: Vista isomètrica dels valors de tensió de Von Mises (MPa)

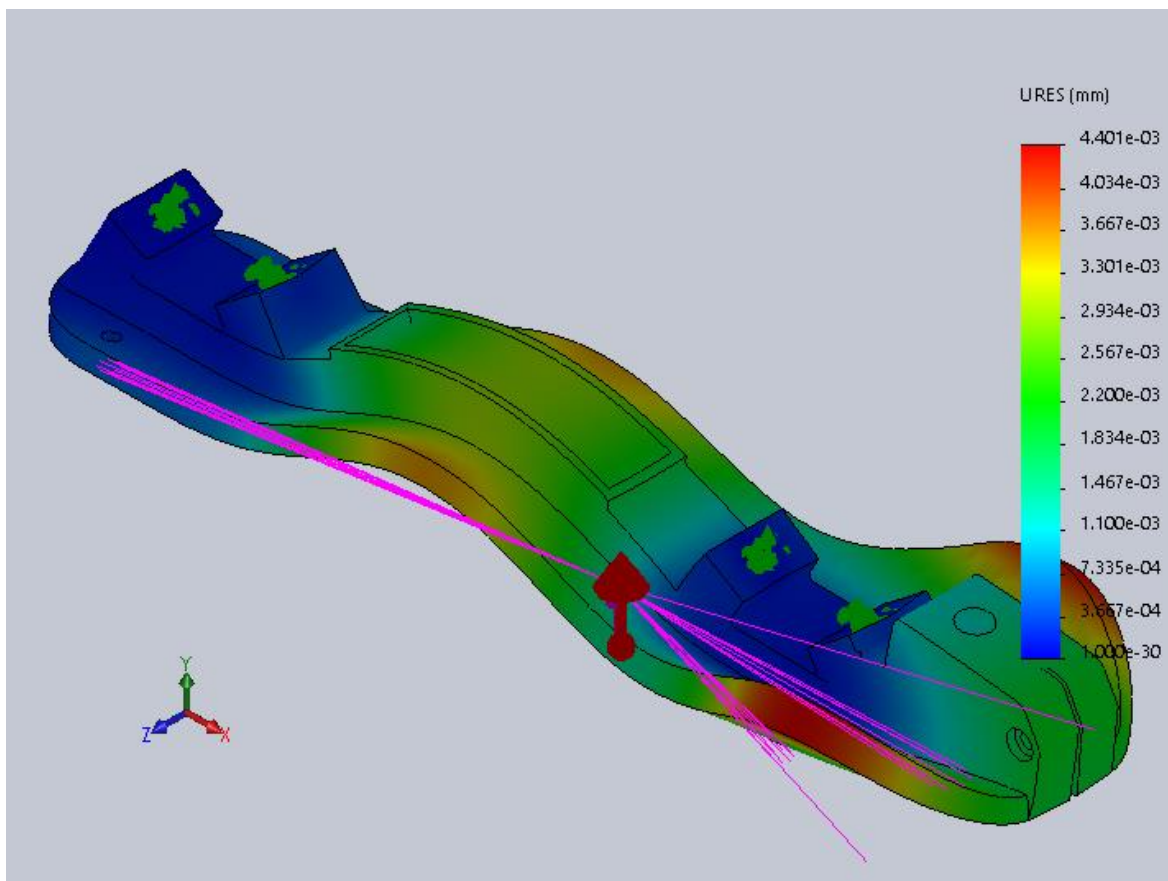
Tal i com es pot observar en el model simulat, les tensions màximes de Von Mises es troben al voltant dels 5 i 6 MPa. Per tant, estem dins de l'interval de la tensió equivalent que hem aconseguit analíticament, ja que en els càlculs descrits en l'annex del model simplificat, en el punt més crític obtenim un valor de tensió equivalent de 5,83 MPa. El model simulat es basa en el mètode d'elements

finit, per tant el resultat és aproximat. A continuació, es mostra els desplaçaments unitaris que pateix la platina:



Il·lustració 8: Vista isomètrica dels desplaçaments unitaris

El desplaçament unitari teòric és de  $3,3 * 10^{-5}$  en el punt central i és molt semblant als valors simulats amb el programari de CAE. A continuació s'aporta els valors de desplaçaments (mm):



Il·lustració 9: Vista isomètrica dels desplaçaments de la platina (mm)

En el valor analític ens dona valors similars de desplaçaments. No obstant, només s'ha analitzat la secció crítica del punt d'aplicació de la força. Tal i com hem observat en l'Annex A, segons el mètode de Castigliano el desplaçament en el punt crític, és de  $1,63 \cdot 10^{-3}$  mm. Pel que fa a la simulació de la platina s'obté valors semblants, a excepció dels extrems, on els desplaçaments tenen valors de  $4,23 \cdot 10^{-3}$  mm. Les diferències poden ser degudes a la simplificació del model analític o que el mètode de simulació està regit per mètodes numèrics, que no aporta una solució exacte sinó aproximada.

### 3.3.2. Cas II-Eixos

#### 1. Model analític de l'eix

##### 3.3.2.1.1 Descripció del model analític

En aquest segon cas s'ha analitzat el salt d'un patinador de 150 kg, tal i com hem observat en el cas anterior (75 kg per platina). Tal i com s'ha demostrat en el cas anterior, l'eix capdavanter (el que és més pròxim al tac del fre), té una secció crítica més potencial que l'eix de darrere, ja que té més moment flector degut a la càrrega triangular del pes (en l'annex A, s'argumenta de manera més concisa).

S'ha simplificat la geometria del disseny amb la il·lustració descrita en l'annex, en l'apartat de càlculs.

En aquest cas ens haurem de basar en les següents característiques: el procés d'acabat és de rectificat, a temperatura ambient (25°C), amb una confiabilitat estadística del 99%. Es tracta d'un sistema de càrrega de pols intermitent, ja que no es tracta d'un moviment constant en el temps. Al no tenir moviment en l'eix de les X, no es té en compte la força de fregament.

##### 3.3.2.1.2 Resultats

Un cop s'ha aplicat tots els càlculs corresponents, coneixem que la secció crítica es trobarà en els punts d'entalla entre el diàmetre de 6 mm i 15 mm (a una distància de 30 i 95 mm, en la direcció Z de l'eix YZ).

Tanmateix, obtenim una **tensió equivalent d'amplitud com mitjana de 44,91 MPa**.

També hem trobat els valors de la deflexió, segons el teorema de Castigliano obtenim un valor de  $6,1 \cdot 10^{-4}$  (adimensional, al tractar-se de deformacions) i una  $y_{m\grave{a}x}$  de  $2,6 \cdot 10^{-5} m$ .

Per altra banda, per tal de conèixer els valors de la resistència tenim els valors següents:  $\sigma_f = 22,83 \text{ MPa}$  i una  $\sigma_F = 275,79 \text{ MPa}$ . Un cop apliquem els corresponents càlculs recopilats en l'Annex A2 en el diagrama de Söderberg, obtenim un factor de seguretat menor a 1. Per tant, l'eix té vida limitada, i amb un número de cicles de 9620 cicles. Tanmateix, hem observat, com al tractar-se d'un cas extrem d'un salt, si el portéssim al límit el patí podria aguantar unes dues temporades i mitja.

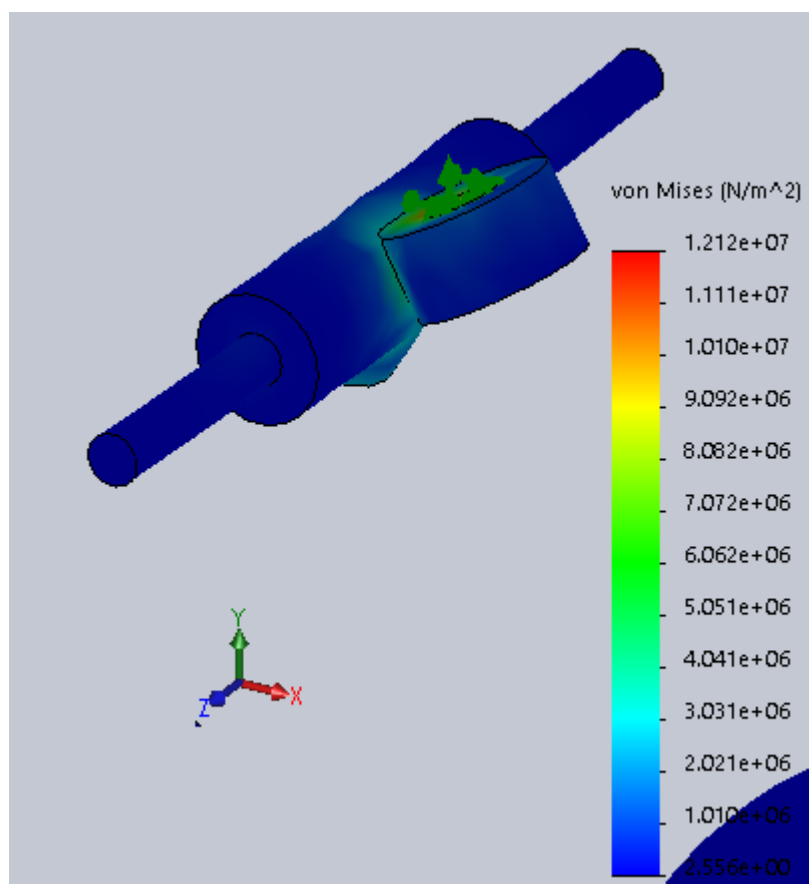
#### 2. Model de mètodes numèrics de l'eix (CAE)

S'ha aplicat amb el programa SolidWorks les corresponents dades de subjecció, càrrega i material, per tal de trobar i validar els nostres càlculs recollits en l'annex, i comprovar si el model simplificat s'adequa a la realitat.



### 3.3.2.1.3 Descripció del model CAE

S'ha de tenir en compte la forma geomètrica de l'eix de l'annex B de l'aparat de plànols de model original (plànol número 5). Els punts de subjecció són els punts rígids d'unió amb platina, les gomes i els d'unió amb les rodes (No obstant, el programa pressuposa que el punt de trencament de la secció B-anar a l'aparat de Càlculs de l'annex-, es transmet a les rodes, i per això no es pot observar en la següent imatge). El model s'extreu de la simulació del conjunt, com es pot veure en el pròxim apartat. L'he inclòs en la memòria per tal de comprovar si els càlculs són correctes, i justificar el posterior disseny. No és un model fet per separat amb un mallat més fi, com en el cas anterior.



Il·lustració 10: Valors de la tensió de Von Misses (MPa)

Els resultats difereixen una mica, però crec que és degut a les variacions geomètriques del model i a que aquest model es tracta d'una simulació de mètodes finits amb un mallat gros i es tracta d'un mètode d'aproximació. No obstant, tal i com s'ha explicat abans, com es suposa en el conjunt que es transmet l'esforç a les rodes, no es pot observar degudament el valor de la tensió. Encara que en la secció D central (dels dos que estàvem analitzant), sí que dona valors molt propers ja que en aquest punt teníem un valor de tensió de 5,8799 MPa (en verd, al centre).

Com en el conjunt, té desplaçaments gairebé negligibles, he decidit no aportar les imatges corresponents, ja que no es pot apreciar de manera corresponent. No obstant, en el càlcul analític també dóna valors molt petits. Per tant, els valors aconseguits es poden donar com a correctes. A l'annex es pot observar amb més detall, els valors corresponents.

### 3.3.3. Cas III-Conjunt

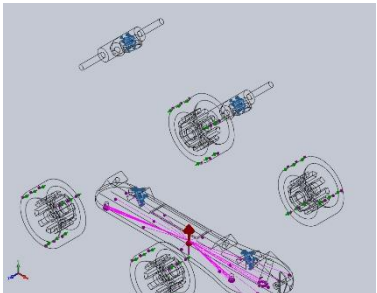
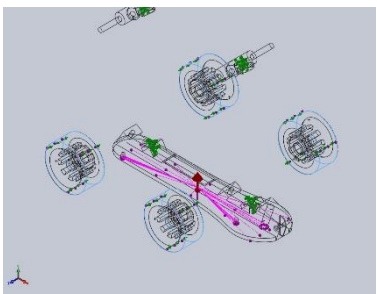
En aquest apartat, podem observar la simulació del model d'anàlisi estàtic realitzat amb el programa de SolidWorks. S'ha hagut de simplificar els arrodoniments i reduir el mallat, ja que la capacitat de càlcul de l'ordinador era limitada. En el mètode analític (els casos estudiats), hem comprovat que el punt de trencament es troba en la unió entre rodes i eix. I trencaria per allà.

#### 1. Descripció del model

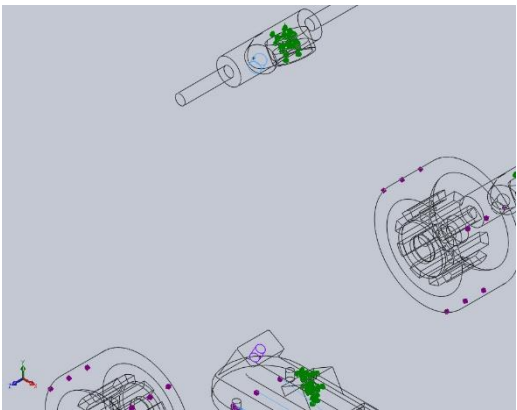
En el següent apartat, s'ha descrit totes les càrregues i punts de subjecció que s'han especificat. Per exemple, tenim una força de 732.2 N en el punt de X (123,5; 0; 0) mm en el punt central de la platina. Tanmateix, també s'ha descrit una força de massa distribuïda de 75 kg amb una gravetat de  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Els punts de subjecció són els punts d'unió on hi hauria les gomes (com a rígid) i contacte de rodets amb les rodes (és a dir, un sol eix de contacte). Les connexions entre peces estan regides tal i com s'especifica en el conjunt, descrit en el punt 3.1 de *Descripció del model original*.

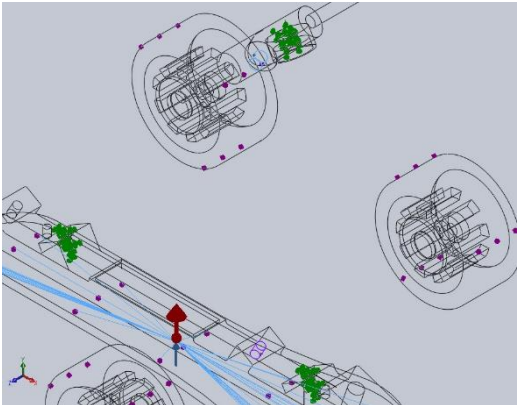
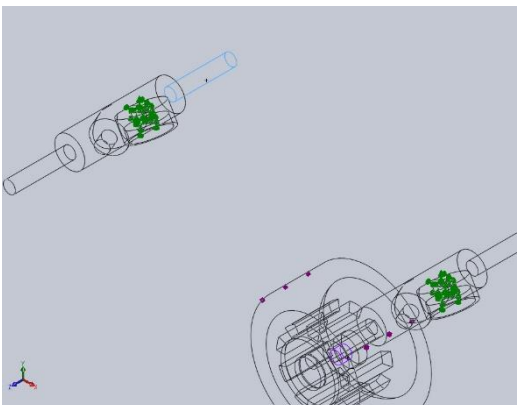
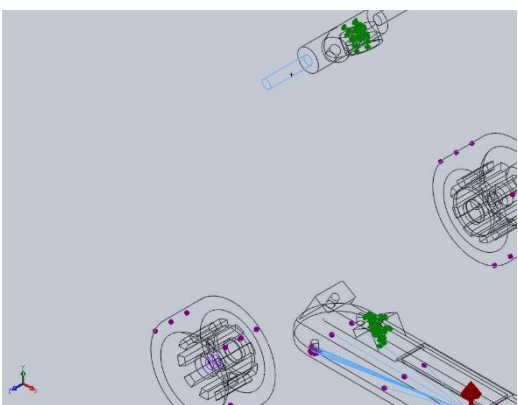
#### 2. Punts de subjecció i càrregues

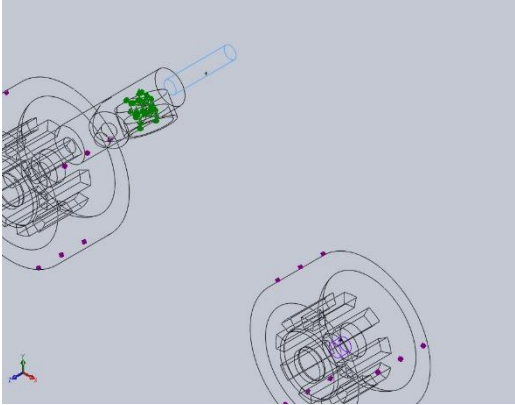
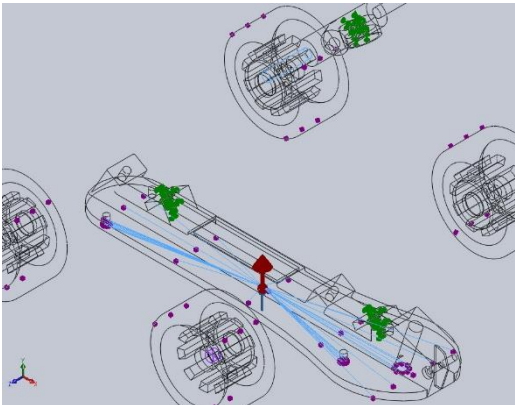
En la següent taula podem observar els punts de subjecció i les corresponents càrregues.

Nom de la subjecció	Imatge de la subjecció	Detalls de subjecció
Fijo-1		<p><b>Entitats:</b> 4 cares</p> <p><b>Tipus:</b> Fixacions en les unions amb les gomes</p>
Rodet/Control deslliçant-1		<p><b>Entitats:</b> 4 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Rodet/Control deslliçant en les rodes</p>

Taula 5: Punts de subjecció

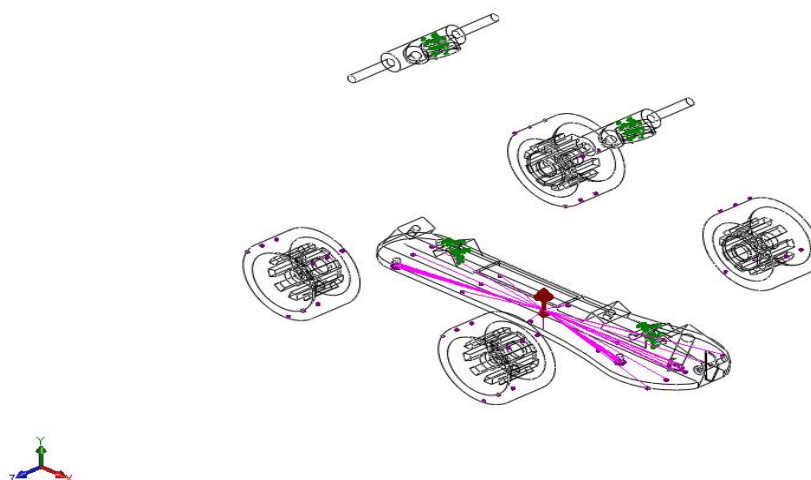
Núm. Contacte	Imatge del contacte	Propietats del contacte
Contacte-1		<p><b>Tipus:</b> Parell de contacte rígid</p> <p><b>Entitats:</b> Contacte eix amb punt unió de la platina</p>

Núm. Contacte	Imatge del contacte	Propietats del contacte
Contacte-2		<p><b>Tipus:</b> Parell de Contacte rígid</p> <p><b>Entitats:</b> Punt unió roda amb eix</p>
Contacte-3		<p><b>Tipo:</b> Parell de contacte rígid</p> <p><b>Entitats:</b> Punt unió roda amb eix</p>
Contacte-4		<p><b>Tipo:</b> Par de contacte rígid</p> <p><b>Entitats:</b> Punt unió roda amb eix</p>

Núm. Contacte	Imatge del contacte	Propietats del contacte
Contacte-5		<p><b>Tipo:</b> Par de contacto rígid</p> <p><b>Entitats:</b> Punt unió roda amb eix</p>
Contacte-6		<p><b>Tipo:</b> Par de contacto rígid</p> <p><b>Entitats:</b> Contactes puntuals de rodets de les rodes</p>

Taula 6: Contactes corresponents

En la següent imatge es poden veure tots els punts d'unió, resumits en una sola imatge:



Il·lustració 11: Punts d'unió i de contacte

Pel que fa a les propietats del mallat són les següents:

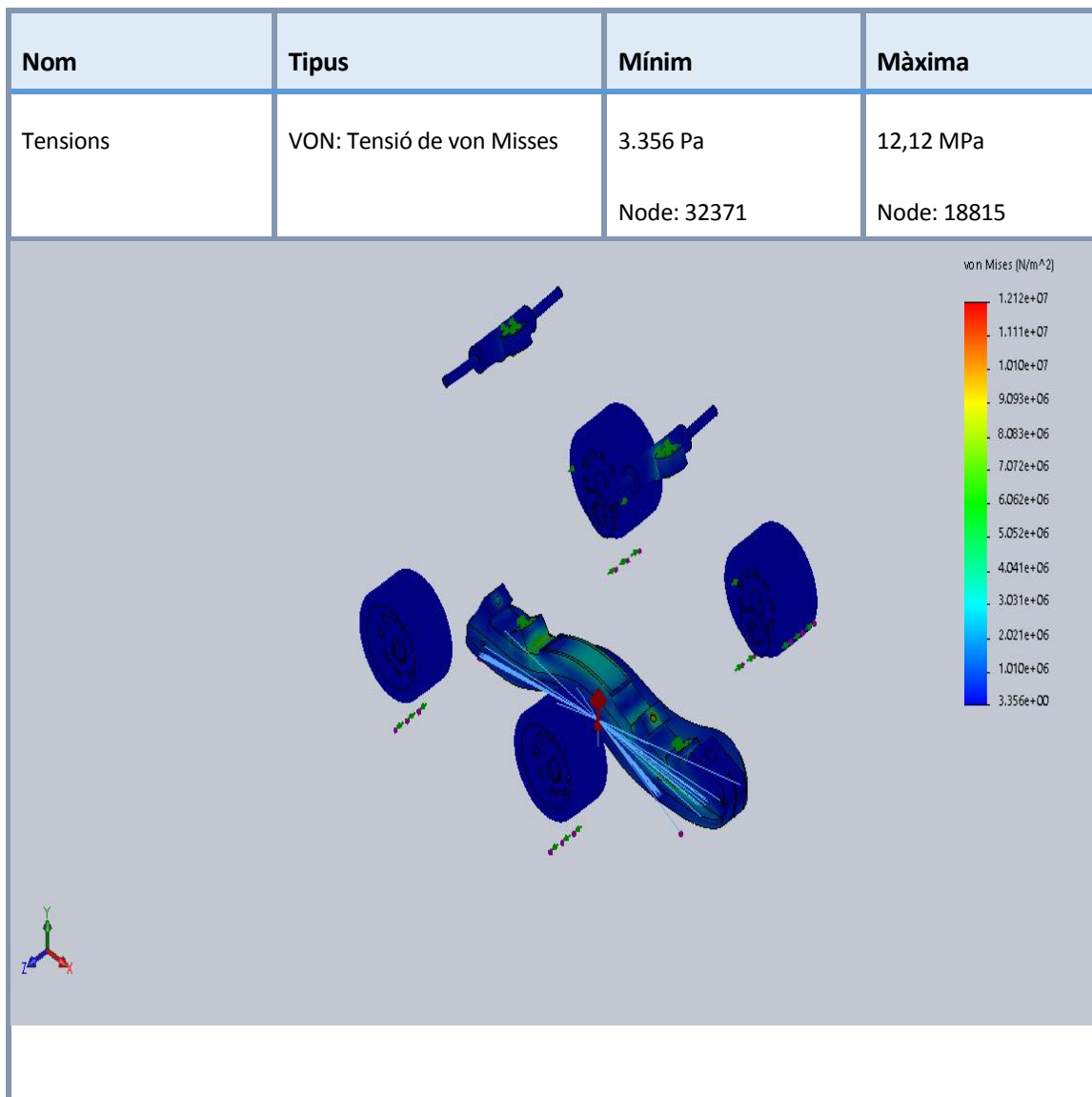
<b>Tipus de malla</b>	Malla sòlida
<b>Mallat utilitzat:</b>	Malla estàndard
<b>Transició automàtica:</b>	Desactivar
<b>Incloure bucles automàtics de malla:</b>	Desactivar
<b>Punts jacobians</b>	4 punts
<b>Mida dels elements</b>	8.51934 mm
<b>Tolerància</b>	0.425967 mm
<b>Traçat de qualitat de malla</b>	Elements quadràtics d'alt ordre
<b>Regeneració de la malla de peces fallides amb malla incompatible</b>	Activat

Taula 7: Característiques de disseny de la malla del mètode d'elements finits

<b>Número total de nodes</b>	46129
<b>Número total d'elements</b>	26584
<b>Quocient màxim d'aspecte</b>	54.288
<b>% d'elements el qual el seu quocient d'aspecte és &lt; 3</b>	85.2
<b>% d'elements el qual el seu quocient d'aspecte és &gt; 10</b>	0.455

Taula 8: Propietats de la malla un cop s'ha executat el mètode

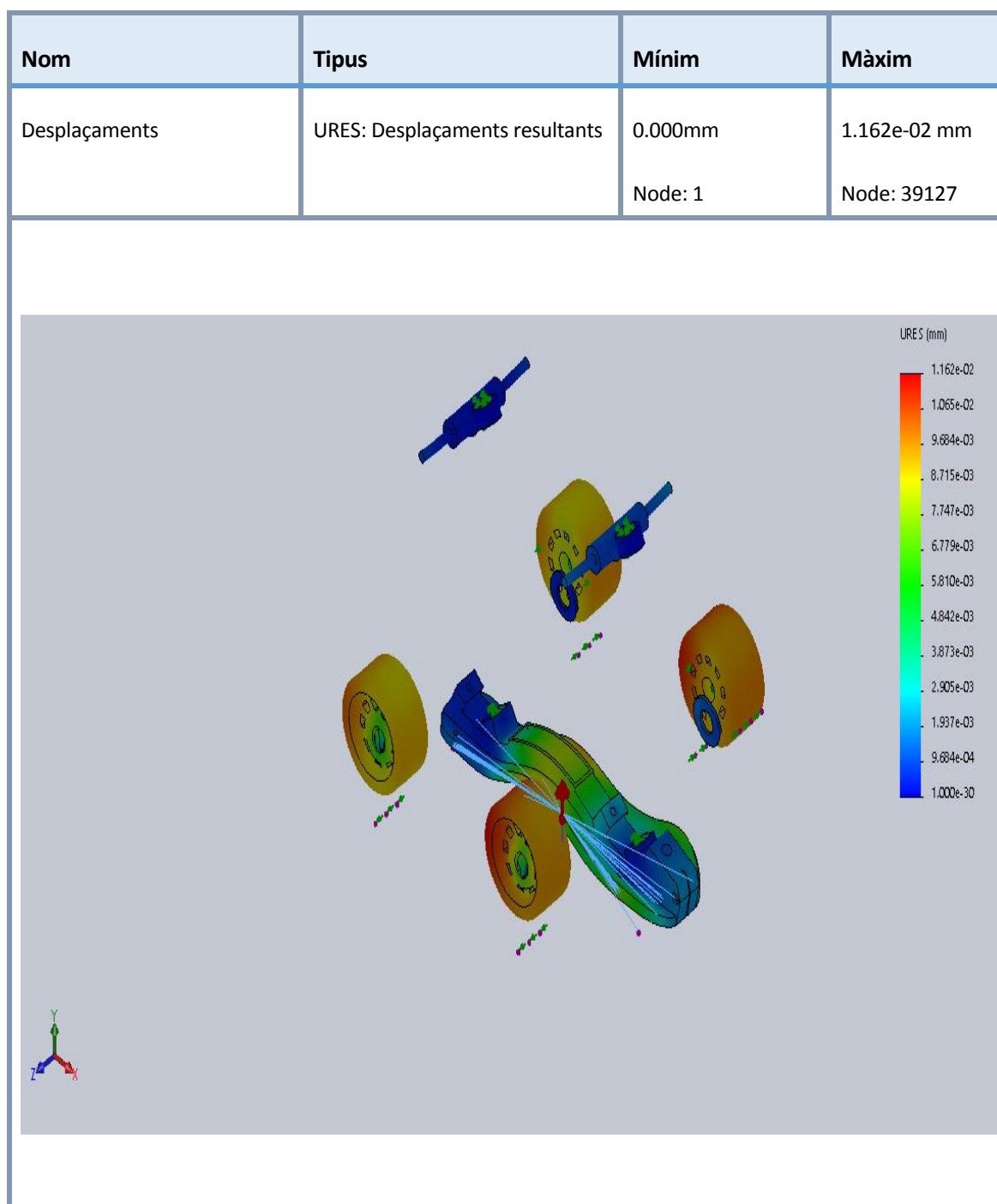
### 3. Resultats



Taula 9: Vista isomètrica dels valors de la tensió en MPa

Hem comprovat que els possibles punts de trencament es troben en l'eix capdavanter, ja que dona valors molt pròxims de sol·licitació als del mètode analític. En el punt de vista analític hem vist que es localitza en la unió d'eix amb les rodes, que també pateix una tensió considerable, tot i que en l'anàlisi de conjunt es demostra que és el punt d'unió entre platina i eix, qui pateix més tensió. No obstant, quan es fa l'anàlisi de fatiga, resulta que qui té menor factor de seguretat és el punt d'unió amb rodes. Els valors són aproximats ja que el mallat té una mida de gra molt elevada ja que es requeria una

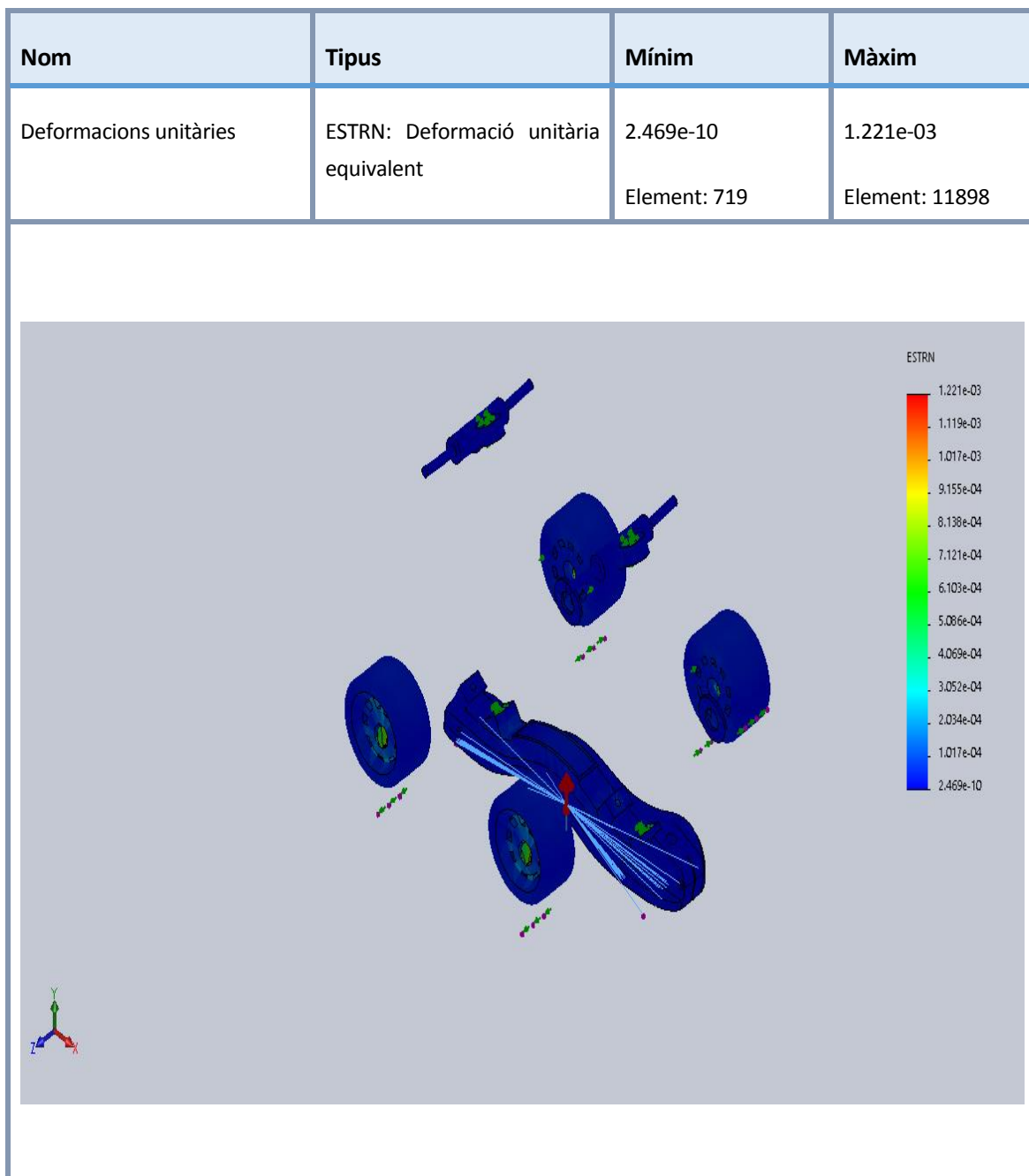
capacitat de càlcul de computació molt elevada. No es pot observar la tensió en l'entalla ja que s'ha suposat que el punt de subjecció amb les rodes és rígid. Per tant, les rodes absorbeixen la tensió que hauria d'anar a l'eix, en aquell punt.



Taula 10: Valors dels desplaçaments en vista isomètrica (mm)



Els valors de desplaçaments màxims es troben en les rodes que són els qui observen els valors de desplaçament màxim i en menor part, platina i eix.



Taula 11: Valors de les deformacions unitàries (valors adimensionals)

En aquesta imatge podem observar els valors de les deformacions unitàries en cada punt. Podem concloure que els llocs on és major és a la unió de l'eix amb les rodes. És un punt crític en el manteniment, ja que s'ha de tenir en compte el descargolament degut als desplaçaments en aquest punt, tal i com explica Josep Fuster en l'apartat d'*Opinió dels experts*.

## 4. Disseny del nou model

### 4.1. Opinió d'experts

En aquest apartat, he entrevistat a pèrits del sector per tal de conèixer quines serien les possibles millores en el patí. Cal tenir en compte, que no tinc experiència en el disseny de patins i juntament amb el director del projecte vam considerar que era útil conèixer l'opinió dels experts. A l'annex es observen les entrevistes completes.

En primer lloc, s'ha conversat amb el jugador professional del Noia Freixenet (de l'OkLliga), **Sergi Aragonès**. M'explica que cada vegada el nivell esportiu s'igualava més, per tant, qualsevol reducció del pes en l'equipament permet aconseguir certs avantatges, com ara reduir el desgast físic. Segons ell, va comprovar de primera mà, que tot l'equipament podia arribar a pesar entre 3 i 5 kg. Amb la qual cosa es dificulta els moviments en un esport molt explosiu i amb constant canvis de moviment que produeixen un elevat desgast físic.

Pel que fa a les plantilles, assegura que el punt per on solen trencar més, és pel tren de direcció (on l'eix s'uneix a la roda). Amb la qual cosa, demostrem empíricament, que per fatiga, és un dels dos punts crítics (l'altre és el d'unió de l'eix amb la roda). Altres punts de desgast per material són els frens (que els ha de canviar cada 3 o 4 mesos) i el cargol de fixació del fre. No obstant, són punts aliens a l'abast d'aquest treball. Actualment, usa les plantilles Mistral, que diu que és el model que li està durant més. Respecte a possibles innovacions, el Sergi diu que actualment, s'estan fabricant molles a mida, segons el pes del jugador que o potencien fer girs més tancats o aporten una major estabilitat.

Per últim, creu que és útil la recerca en aquest esport. On per diversos factors, com ara la poca competència del mercat o el poc ressò de l'hoquei en comparació a altres esports, com ara el futbol, bàsquet o tennis, es dificulten les millores tècniques en aquest esport.

Per altra banda, també s'ha consultat amb distribuïdors de material, com ara **Josep Fuster**, de la botiga Endèmic Esports de Vilanova i la Geltrú. Ell ens ha proporcionat informació del sector de les plantilles. Segons ell, les més populars serien les de les companyies Roll Line i Boiani que són les més fiables. Tal i com hem comprovat amb el model de la Boiani STAR RK 16, estranyament hauria de trencar. Ell ens ho corrobora dient que pot trencar per un mal ús o un mal manteniment, com per exemple que s'afluïxi l'eix i llavors trontolli tot el patí en general. També recomana per plantilles d'alta competició el model Mistral de la companyia Roll Line.

## 4.2. Justificacions del nou disseny

Respecte, a l'anàlisi realitzat en l'apartat anterior d'*Anàlisi estàtic del model original*, es pot concloure que hi ha certes seccions que es poden suprimir de la platina, ja que són negligibles pel que fa al comportament estàtic. Es tractaria de la part central de la platina, una reducció de l'àrea entre eixos i el nervi d'unió entre platina i eixos.

També es pot reduir les àrees laterals de la platina. No obstant, aquestes àrees també aporten certs factors aerodinàmics, per tant s'haurien de conservar les parts capdavanteres i inferiors de la platina, ja que ajuden a reduir la resistència a l'aire. Alhora, s'hauria de millorar, la part del nervi d'unió entre platina i eix, millorant la resistència del material. Per últim, cal optimitzar el material, tant de platina i eix i millorar la part central, i produir un disseny que faciliti la mecanització, tal i com es pot observar en l'*Annex B-Plànols*.

## 4.3. Selecció dels nous materials

[21] La selecció dels materials ha estat basada en *Les cartes de seleccions de materials* d'Ashley de: Mòdul de Young davant la densitat, resistència davant densitat i tensió a la fractura, ja que el que l'objectiu en aquest projecte és millorar la resistència del patí i l'elasticitat, aconseguint el menor pes possible. La variable cost és negligible al tractar-se de patins d'alta competició.

A l'*Annex A*, es pot trobar tota la justificació de la selecció de materials en l'apartat de *Selecció de materials*. En el cas de la platina, s'ha escollit un alumini 7075 amb condició T6 i en el cas de l'eix, el material apropiat es tracta del titani Ti-6Al-4V. Les propietats d'ambdós materials són les següents:

Material	Límit elàstic (MPa)	Mòdul elàstic (GPa)	Coefficient de Poisson	Densitat de massa (kg/m <sup>3</sup> )
Alumini 7075 T6	505	72	0,33	2810
Ti-6Al-4V	827,37	104,8	0,31	4428,78

Taula 12: Propietats bàsiques pel disseny dels dos materials escollits (Alumini 7075-T6, per la platina i Ti-6Al-4V, a l'eix)

## 4.4. Descripció del nou model

El nou model té una configuració semblant al model previ, és a dir, les peces estan relacionades igual que en el model anterior (Apartat de *Descripció del model original*). No obstant, les geometries, les

propietats físiques i els materials de les peces seran diferents. Les dimensions de les noves peces, estan descrites en els plànols de l'Annex B. En les següents taules es descriuen les noves propietats:

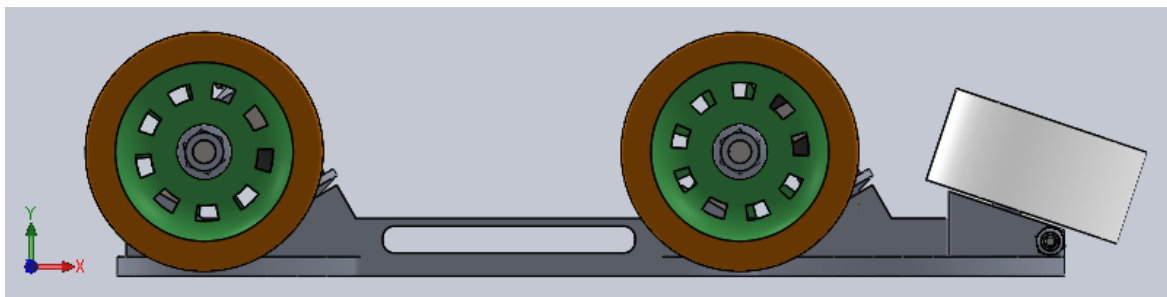
Núm. Element	Nom de la peça	Material	Unitats	Massa per peça (g/u)	Massa total per element (g)
1	Platina	Aliatge d'alumini 7075 T6	1	246,19	246,19
2	Eixos	Aliatge de Titani Ti-6Al-4V	2	37,13	74,26
3	Cargol blocant M6 x 60-C	Aliatge d'alumini 7075 T6	2	6,51	13,02
4	Goma petita	Poliuretà 11671	2	2,97	5,94
5	Volandera gomes	Aliatge d'alumini 7075 T6	4	2,21	8,84
6	Goma gran	Poliuretà 11671	2	5,18	10,36
7	Roda*	Poliuretà 11671	4	85,81	343,24
8	Coixinet ISO 1224- 180613 – R,10, SI, NC, 10_68	Aliatge d'acer 1224	8	0,8	6,4
9	Femella ISO 4161 M6 – C	Aliatge d'acer galvanitzat 4161	4	0,48	1,92
10	Tac	Cautxú natural	1	63,26	63,26
11	Cargol fixació ISO 4014 – M3x25x12- N	Aliatge d'acer galvanitzat 4014	1	0,3	0,3
12	Femella fixació ISO 4014 – M3-25x12- N	Aliatge d'acer galvanitzat 4014	1	0,15	0,15
TOTAL			32		773,97

Taula 13: Propietats de cada element (\*NOTA: La roda es pot comprar o es pot fabricar, s'aporten plànols complementaris si el fabricant volgués fabricar. En cas contrari, s'han de comprar a la marca Roll Line del model TOP 88A

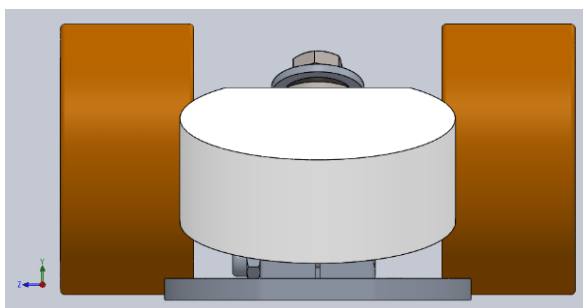
Per tant, la massa del conjunt es disminueix un  $\% = \frac{843,67-773,98}{843,67} * 100 = 8,26\%$  i la massa del conjunt que es vol millorar (eix i platina) es redueix un  $\% = \frac{410,94-320,45}{410,94} * 100 = 22,02\%$ . També cal esmentar, que la massa s'aproxima al valor de 0,773 kg.

#### 4.4.1. Vistes del nou model

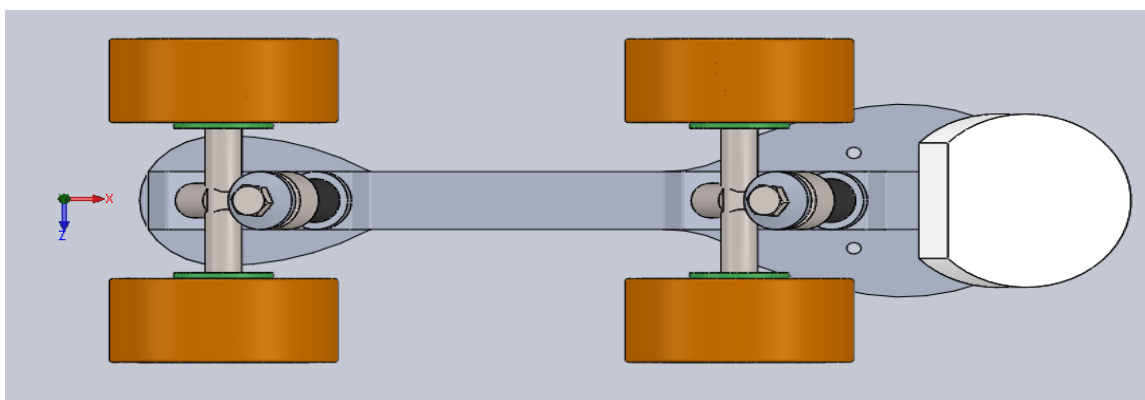
En el següent apartat s'aporta informació sobre les vistes del nou model.



Il·lustració 12: Vista d'alçat del patí (Eix XY)



Il·lustració 13: Vista de perfil (Eix YZ)



Il·lustració 14: Vista de planta (Eix XZ)

#### 4.4.2. Toleràncies d'ajust

Per tal de complir un disseny adequat del patí s'ha de complir la normativa EN 22768-1 de toleràncies d'ajust dimensional. Únicament, tenim en compte les connexions en les peces de l'abast, és a dir, la platina, l'eix, el pern i les gomes. Pel que fa a connexions amb altres peces externes, es suposa que

tenen tolerància que pot variar entre 0 i  $+16 \mu m$ . Les toleràncies generals, les geomètriques i les rugositats es poden consultar en cada plànol. A continuació, es descriuen les següents connexions.

- Eix de 6 mm de diàmetre. Per tal d'aconseguir un encaix de l'eix amb les rodes, coixinets i cargol que no transmeti esforç notable i pugui muntar-se a mà sense patir desgast, s'ha de tenir una tolerància d'acabat de rectificat on hem d'aplicar una amplitud de  $16 \mu m$ . L'ajust ha de ser H7/j6 i el forat és base i ha de tenir una tolerància entre 0 i  $+16 \mu m$ . Pel que fa a l'eix, es disposa d'una tolerància entre  $+7 \mu m$  i  $-2 \mu m$ .
- Connexió entre el forat de l'eix que uneix amb el pern. L'objectiu d'aquesta unió és que no transmeti esforç notable i pugui muntar-se a mà sense patir desgast. L'ajust ha de ser H7/j6 i el forat de l'eix serà base i ha de tenir una tolerància entre 0 i  $+16 \mu m$ . Pel que fa a les dimensions de l'eix del pern, es disposa d'una tolerància entre  $+7 \mu m$  i  $-2 \mu m$ .
- Connexió entre pern i gomes. L'objectiu d'aquesta unió és que no transmeti esforç notable i pugui muntar-se a mà sense patir desgast. L'ajust serà H7/j6 i tal i com hem descrit anteriorment, el pern té una tolerància entre  $+7 \mu m$  i  $-2 \mu m$ . Pel que fa a les dimensions del forat de les gomes, tenen una tolerància entre 0  $\mu m$  i  $+16 \mu m$ .
- Connexió entre eix i platina. Per tal d'aconseguir un encaix de l'eix amb la platina que no transmeti esforç notable i pugui muntar-se amb martell sense patir desgast, cal tenir un ajust H7/k6. El forat té una tolerància entre 0 i  $+16 \mu m$ . Pel que fa a l'eix, s'ha de disposar d'una tolerància entre  $+10 \mu m$  i  $+1 \mu m$ .

## 4.5. Estudi de les propietats de cada material (corrosions, mecanització..)

### 4.5.1. Alumini 7075 T6

[23] Té un mòdul d'elasticitat de 72 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33 (adimensional). La densitat de massa és de  $2810 \text{ kg/m}^3$ , un límit a la tracció de 570 MPa i un límit elàstic de 505 MPa. Aquest alumini té una resistència a  $10^6$  cicles de 300 MPa. L'allargament A 5,65% és de 5. El tractament d'aquest alumini ha de ser una posada en solució a  $(465 \pm 5) ^\circ\text{C}$ . Llavors s'ha de canviar de medi a aigua tèbia (com a màxim  $40 ^\circ\text{C}$ ). Per últim, el tractament de maduració artificial ha d'estar entre 12 a 16 hores a  $(135 \pm 3) ^\circ\text{C}$ . L'interval de temperatura de forja ha d'estar entre 350 i  $450 ^\circ\text{C}$  i la recuita és de  $420 ^\circ\text{C}$  seguit de 6 hores a  $230 ^\circ\text{C}$  si s'ha d'emmagatzemar durant un cert període de temps. El recuit contra l'acritud és a  $340 ^\circ\text{C}$ .

### Corrosions

[24] Pel que fa a les corrosions, el tractament T6I6 (explicat anteriorment) i el RRA manté l'alta resistència de l'aliatge 7075. No obstant, hem escollit el T6 ja que no provoca la distribució discontinua del precipitat al límit de gra, amb la qual cosa no disminuïm la susceptibilitat de la corrosió intergranular i la corrosió d'exfoliació de l'aliatge. Tampoc disminuïm la densitat de gra. [25-26] Tot i això, el comportament de fatiga d'aquest alumini sota corrosió marina pot tenir una disminució d'un factor entre 6 i 8 de la seva vida útil. En la resta d'estats ambientals, es comporta correctament, un cop hem aplicat el tractament T6. Com en l'ús habitual de l'hoquei patins no hi ha components salins, no és obligatori introduir tractaments davant d'aquest tipus de corrosió. No obstant, s'hi aplicarà una capa de 0,1 mm d'espessor de pintura. Aquesta haurà de seguir la normativa UNE-EN ISO 12944 i ha d'estar basada en la categoria C5-M amb una vida mitja (M) de 5 a 15 anys.

### **Mecanització**

[22] Pel que fa a la soldabilitat de l'alumini 7075 T6, en electró Beam té una classificació B, en gas inert D, per resistència B i per Brazing C. La maquinabilitat en condició T6, en tall d'encenall té una classificació de B i una brillantor de superfície mecanitzada B. La resistència a la corrosió per agents atmosfèrics té una classificació C i en ambient marí D. En anoditzat per protecció, la classificació és de B, el brillant és de C, i en duresa és A. La duresa Brinell és de 140.

#### **4.5.2. Aliatge de Titani Ti-6Al-4V**

[27-28] Té un mòdul d'elasticitat de 104,8 GPa i un coeficient de Poisson de 0,342 (adimensional). La densitat de massa és de 4428,78 kg/m<sup>3</sup>, un límit a la tracció de 1050 MPa, resistència a la tracció de 896 MPa i un límit elàstic de 827,37 MPa. Aquest alumini té una resistència a 10<sup>6</sup> cicles de 510 MPa. El factor d'enduriment és de 0,85. La duresa Rockwell C és de 36 (334 HB) i l'allargament abans de ruptura és del 10%.

### **Corrosions i mecanització**

[29] Pel que fa a les corrosions, aquest aliatge té unes excel·lents propietats a la corrosió en tots els àmbits. Pel que fa a la mecanització, tenim bones propietats a excepció de la forjabilitat. Aquest aliatge té baixa resistència a molt baixes temperatures (no és el nostre cas). La nostra micro-estructura escollida ha estat la Mill-annealed. No li calen nous tractaments de corrosions.

## **4.6. Comprovació de la normativa en l'abast**

Tal i com s'ha detallat en l'apartat de *Requisits generals*, s'ha de complir la normativa UNE-EN 13899:2003 en les següents peces de l'abast: la platina, els eixos, les gomes (que es simplificarà com a una, per tal de facilitar el disseny) i el pern de subjecció. Cal tenir en compte que pel que fa als apartats

de marges i de peces sortints, es compleix les mesures corresponents, ja que s'ha complert les mesures reglamentàries. Els apartats d'adherència de les rodes i el de subjecció del xassís en les fixacions no s'han tingut en compte ja que no formen part de l'abast.

Els apartats que s'analitzaran de la normativa de l'Assaig 1 són els següents:

- Impacte frontal sobre les rodes
- Assajos de resistència

Pel que fa a l'assaig 2, el primer capítol no s'ha tingut en compte, ja que no usem corretges. Per altra banda, el segon tampoc perquè en el següent apartat 4.7 es du a terme un cas amb la mateixa descripció, però amb valors més extrems. Per tant, si es compleix aquest cas, complirem ambdós.

El mateix cas succeeix en l'impacte frontal sobre el fre que té una altura menor que les rodes i per tant, la segona casuística tracta d'un cas més extrem. Per tant, l'apartat de l'Assaig 2 a analitzar és:

- Impacte de càrrega vertical (amb valors més elevats)

Cada assaig es pot consultar amb més detall a l'annex en l'apartat *A1-Ampliació de la normativa*. Pel que fa al procediment dut a terme es localitza en l'Annex *A2-Càlculs*.

#### 4.6.1. Impacte frontal sobre les rodes

En l'apartat de càlculs de l'annex es descriu el procediment realitzat per tal de comprovar si es compleixen els requisits de la normativa UNE-EN 13899:2003. Suposem que el temps entre el principi de l'acceleració i l'impacte és d'1 s. En l'anàlisi es conclou que la prova és **satisfactòria**.

#### 4.6.2. Assaig de resistència

En l'apartat de càlculs de l'annex es descriu el procediment realitzat per tal de comprovar si es compleixen els requisits de la normativa UNE-EN 13899:2003. En l'anàlisi es conclou que la prova és **satisfactòria**. De fet, el nostre prototip resistiria més de 14 hores, en comptes de les 3 hores reglamentàries.

#### 4.6.3. Assaig d'impacte de càrrega vertical

Aquest tipus d'assaig de la normativa UNE-EN 13899:2003 s'ha dut a terme en l'anàlisi de model estàtic del següent apartat 4.7, on s'aplica el mateix model que aquest model, però amb valors augmentats. Si el model conclou que la prova és satisfactòria, es complirà l'assaig d'impacte de càrrega vertical. En el proper apartat es demostra que la prova és **satisfactòria**, ja que es tracta d'un cas molt més extrem aguanta més que els tres cicles requerits.



## 4.7. Cas analític del nou model de comparació respecte el model original

En l'Annex a l'apartat d'Anàlisi estàtic del nou disseny dins de Càlculs, podem trobar tot el procediment realitzat. S'ha analitzat la platina, els eixos i s'ha validat el model. Aquest model ens serveix per comparar el model original i el nou disseny.

Es tracta del mateix problema descrit en l'apartat del cas analític extrem de dins del capítol de *Patí original*. Es té en compte el salt d'un patinador de 75 kg, tot i que en aquest cas amb una acceleració major, ja que ens ha donat un valor de  $10,33 \text{ m/s}^2$ . Es tracta d'un acabat rectificat, a temperatura ambient (25 °C) i una confiabilitat estadística del 99%.

Si assolim una vida útil superior a 3 cicles, es compleix l'Assaig d'impacte de càrrega vertical, el qual té el mateix plantejament però amb valors inferiors. En l'annex, també es pot observar en la validació de CAE realitzada amb el programa SolidWorks com els càlculs són correctes. Amb aquest model extrem, el patí aguantaria 3486 cicles, de salts d'alta càrrega d'impacte des d'una altura de 0,25 m (normalment, és menys altura), i trencaria per l'eix en l'entalla entre els diferents diàmetres, també anomenada secció C o E (ambdues són simètriques i tenen les mateixes possibilitats de trencar). Les altres parts tenen un factor de vida il·limitada.

Pel que fa a les deformacions i tensions de cada secció són les següents:

Nom de la secció	Tensió (MPa)	Deformació unitària	Deformació (mm)
SC de la platina	33,505	$4,4 * 10^{-4}$	$3,7 * 10^{-3}$
SC de l'eix (Secció D)	68,23	$6,5 * 10^{-4}$	$6,27 * 10^{-4}$
SC de l'eix (Secció C-E)	409,82	$3,9 * 10^{-3}$	$5,33 * 10^{-3}$
Unió eix-platina	128,065	$1,22 * 10^{-3}$	$2,36 * 10^{-3}$

Taula 14: Resultat del cas analític del nou model

Podem concloure que el nou model compleix les condicions descrites anteriorment. Segons la simulació, on es pateix més deformació es troba a la part capdavantera.

## 5. Estudi mediambiental

En el cicle de vida d'aquest producte, l'impacte mediambiental serà mínim. Els materials usats en el nou model (Titani 6Al-4V, l'aliatge d'alumini 7075 T6 i el poliuretà 11671) no tenen impacte tòxic, ni nociu a l'entorn humà o natural. Per altra banda, es tracta de materials fàcilment reciclables i biodegradables a llarg termini. Amb la qual cosa, l'impacte és gairebé nul, si no tenim en compte el procés de fabricació, el qual no és objecte de treball en aquest projecte.

Per altra banda, durant l'ús del prototip no es consumirà cap tipus d'energia ja que pel seu funcionament únicament es requereix energia potencial i/o humana, per tal de produir energia cinètica.

Tan sols es consumirà energia elèctrica durant el procés de fabricació. Es calcula que la potència consumida és de 251,2 kWh per un lot de 500 lots del conjunt (2 platines per model).

## 6. Recomanacions pel procés de fabricació

[34] A continuació, es detalla el procés de fabricació de les peces per un lot de 500 unitats. Es tracta d'una **primera estimació**, ja que d'acord amb el director de projecte, per manca de temps no es pot dur a terme un estudi més exhaustiu. Caldria aprofundir més aquest apartat, tot i que no forma part de l'abast i s'aporta de manera complementària. A l'annex es pot observar totes les eines, materials primaris, centres de màquina i processos de fabricació descrits. S'ha seguit una mecanització de CAM a través del SolidWorks.

Per tal de conèixer d'on surt cada temps de talls, cal anar a l'annex en l'apartat de *Procés de fabricació* (s'adjunta resum de la mecanització). A partir d'aquest possible pla de fabricació es pot conèixer el pressupost del nostre producte. Les eines provenen del catàleg de l'empresa Korloy. Els temps de tall són els següents:

Eina usada	Temps de tall (min)						TOTAL
	Platina	Volandera	Eixos	Goma petita	Goma gran	Tac	
T01	4,257	0	4,864	0	0	0	9,121
T02	0	0,3	0	0	0	0	0,3
T03	0	0	0,217	0	0	0	0,217
T04	0	0	0	0,4	0,5	27,682	28,582
T05	0,396	0	0	0	0	0	0,396
T06	0,272	0	0	0	0	0	0,272
T07	0	0	0	0	0	0	0
T08	0	0	0	0	0	0	0
T09	0	0	0	0	0	0	0
T10	0	0	0	0	0	0	0
T11	0,016	0	0,198	0	0	0	0,214
T12	0	0	0	0	0	0	0
T13	0,037	0,005	0,021	0,005	0,005	0	0,073
T14	0,038	0,01	0,015	0,013	0,025	0	0,101
T15	0,065	0	0	0	0	0	0,065
T16	0,044	0	0	0	0	0	0,044
T17	0	0	0	0	0	0	0
T18	0	0,01	0	0	0	0	0,01
<b>TOTAL</b>	<b>5,125</b>	<b>0,325</b>	<b>5,315</b>	<b>0,418</b>	<b>0,53</b>	<b>27,682</b>	<b>39,395</b>

Taula 15: Taula dels temps de talls (min) de les parts que hem de fabricar

A continuació, podem observar en la següent taula els temps de mecanització total (min). Per tal de conèixer el temps final, hem sumat els temps de preparació de les peces, temps de canvi de pla de

treball (hem suposat que cada canvi de pla equival a 0,1 s), els temps de tall calculats anteriorment i els temps de canvi d'eina.

Tipus de temps	Temps de mecanització (min)						TOTAL
	Platina	Volandera	Eixos	Goma petita	Goma gran	Tac	
Temps preparació de la peça	0,2	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1	0,8
Temps canvi de pla de treball	0,6	0,1	0,5	0,1	0,1	0,1	1,5
Temps de tall	5,125	0,325	5,315	0,418	0,53	27,682	39,395
Temps de canvi d'eina (Tce*Nce)	3,1	0,4	1,3	0,3	0,3	0,2	5,6
<b>TOTAL</b>	<b>9,025</b>	<b>0,925</b>	<b>7,215</b>	<b>1,018</b>	<b>1,03</b>	<b>28,082</b>	<b>47,295</b>

Taula 16: Temps de mecanització (min) dels temps de treball)

Si tenim en compte el procés d'unió del conjunt del projecte, que suposem que equival a 5 min, podem tenir un prototip en **52,295 min**. Per un lot de 500 prototips, trigarem com a mínim **261475,5 min** (sempre i quan només hi hagi una màquina en ús).

## 7. Conclusions

En aquest treball s'ha pogut estudiar el comportament d'un patí d'hoquei en condicions extremes de manera tècnica i possibles millores per patins d'alta competició.

Hem vist com únicament, amb el cas extrem dut a terme en l'assaig d'impacte de càrrega vertical el nou model pot trencar després d'haver dut a terme uns 3500 cicles, en un cas molt altament improbable, ja que el patinador no salta des de la distància ni acceleració descrita de forma repetida. Únicament en poques ocasions al llarg de la vida útil del patí. A més a més, es podria substituir el tren de direcció i la platina funcionaria igualment, ja que les altres parts disposen de vida infinita.

Hem demostrat teòricament que ambdues plantilles tenen una alta resistència i quins són els millors materials per una plantilla, en l'estudi de selecció de materials. I per altra banda, s'ha estudiat les corrosions que poden afectar el comportament del patí i les seves solucions.

En aquest cas, si no es té en compte la variable del preu, els materials més adequats es tractarien d'un alumini 7075 T6, si es té formes fàcilment mecanitzables, o un alumini 6061 T6, si es disposa de formes més complexes. Pel que fa a l'eix el material més òptim seria un titani 6Al-4V.

En aquest treball, hem pogut aconseguir un nou conjunt que disminueix el pes un 22,2% respecte l'original. S'assoleix una massa de 773,98 g teòrica. Conseqüentment, obtenim un patí més lleuger, àgil i fàcil de maniobrar que l'anterior amb una resistència estructural semblant.

Per altra banda, hem fabricat un model molt més fàcil de mecanitzar que l'anterior, ja que s'ha ideat per tal de tenir unes formes que facilitessin la futura fabricació.

Per últim, cal afirmar que tots els objectius s'han complert i que tots els assajos normatius s'han complert amb èxit. Tanmateix crec que es tracta d'un camp on es pot aprofundir molt més en el futur. El problema és que es tracta d'un esport minoritari i s'inverteix relativament poc en estudis científics i/o tècnics en aquest esport. Aquest estudi es proporcionarà als fabricants per tal de que puguin analitzar, millorar o crear nous productes.



Aleix Sicília Fuentes,

Enginyer precol·legiat 55856 al Col·legi d'enginyers tècnics de Barcelona



## 8. Pressupost i/o Anàlisi Econòmica

S'ha realitzat un pressupost d'una primera estimació per tal de fabricar un conjunt de 500 prototips

### 8.1. Costos de disseny

Concepte	Hores	Consum (l)	Preu (€/l)	Preu per hora (€/h)	Altres (€)	Preu total (€)
Costos d'enginyeria	215,52	0	0	20	0	4310,4
Transport per consultes i/o assessorament d'experts	0	25	1,3	8	0	32,5
Peatges	0	0	0	0	14	14
Transport públic	0	0	0	0	30	30
<b>Preu total</b>						<b>4386,9</b>

Taula 17: Costos de disseny del treball

### 8.2. Costos del patí original

La descripció de cada model es troba en l'apartat de *Descripció del model original*. Només se'n descriu el concepte, en cas de que se'n desitgi conèixer les propietats de cada element s'ha de consultar a l'apartat esmentat anteriorment.

Concepte	Preu unitari (€/u)	Unitats (u)	Preu total (€)
Conjunt de platina Boiani STAR RK 16	146	1	146
Parell de frens Boiani	22	1	22
Femella de fre R3 Boiani	0,2	2	0,4
Femella de les rodes M7	0,35	8	2,8
Volandera superior model conjunt, de la marca Boiani, model STAR RK 16	1,5	4	6

Volandera inferior model conjunt, de la marca Boiani, model STAR RK 16	1,5	4	6
Suspensió petita Boiani del model STAR RK 16	1,6	4	6,4
Pern d'alumini de la marca del model STAR RK 16	4,5	4	18
Suspensió Boiani del model STAR RK 16	35	1	35
Eix plantilla Boiani STAR RK 16	14,5	4	58
Pack de rodes Roll-Line Formula	85	1	85
<b>PREU TOTAL</b>			<b>385,6</b>

Taula 18: Cost de mercat del model Boiani STAR RK 16 segons la botiga Barovari

### 8.3. Costos d'eines

Concepte	Preu unitari (€/u)	Unitats (u)	Preu total (€)
Bobines cordó Reno	28	1	28
Engreixador de coixinets Luminec de la marca Bien Air	21	1	21
Clau hexagonal, Facom, 7 mm, acer al silici per M7 83SH.7 de RS Components	4,9	1	4,9
Clau d'Allen M3 1,5 mm de Lualtec	1,5	1	1,5
Clau Allen llarga M9 hexagonal esfèrica 83SH.9 FACOM (ref. 691238301)	5,28	1	5,28



Extractor de coixinets 60 mm i longitud 150 mm 3 pots de la marca Satkit	18,5	1	18,5
<b>TOTAL</b>			<b>79,18</b>

Taula 19: Costos de les eines de muntatge

## 8.4. Costos del nou model

### 8.4.1. Peces comprades pel conjunt

Concepte	Preu unitari (€/u)	Unitats (u)	Preu total (€)
Cargol blocant M6 X 60-C, codi RS 527-460, de l'empresa RS Components Ltd [30]	0,117	4	0,468
Femella ISO 4161 - M6 -C de l'empresa AMSC Industrial [31]	0,08	8	0,64
Cargol fixació ISO 4014 - M3 X 25 X 12-N Aliatge acer 4014, de l'empresa AMSC Industrial [32]	0,077	2	0,154
Joc de coixinets de boles ceràmic ISO 1224 180613 R, 10, SI, NC, 10_68, de la companyia Roll Line, model Speedmax [33]	50,95	1	50,95
Femella fre M3, de l'empresa AMSC Industrial [32]	0,077	2	0,154
Rodes Roll-Line Duresa 88A	85	1	85
<b>PREU</b>			<b>137,366</b>

Taula 20: Peces comprades pel conjunt i possible prototip

### 8.4.2. Cost de les eines de tall

Cost eines				
Nom	Concepte	Unitats	Cost unitari (€/u)	Cost total (€)
T00	Eina de planejar de ø 80 mm CRB 5FL 19 mm longitud HNFJ (ref. 0201) Coromill 390	1	403,95	403,95
T01	Eina de planejar ø 6 mm CRB 2FL 19 mm longitud RM4PM 3000 de Korloy	1	119,31	119,31
T02	Eina de planejar ø 10 mm CRB 2FL 19 mm longitud RM4PM 3000 de Korloy	1	135,94	135,94
T03	Eina de planejar ø 12 mm CRB 2FL 25 mm longitud RM4PM 3000 de Korloy	1	135,94	135,94
T04	Eina de planejar ø 16 mm CRB 2FL 32 mm longitud RM4PS 3000/4000 de Korloy	1	182,95	182,95
T05	Eina de planejar ø 20 mm CRB 2FL 38 mm longitud RM4PS 3000/4000 de Korloy	1	210,66	210,66
T06	Centrador de ø 6 mmx60DED HSS Korloy	1	7,31	7,31
T07	Eina esfèrica ø 4 mm CRB 4FL BM 14 mm longitud MDM Signum Gühring	1	51,49	51,49
T08	Eina esfèrica ø 10 mm CRB 4FL BM 22 mm longitud MDM Signum Gühring	1	88,45	88,45
T09	Eina esfèrica ø 12 mm CRB 4FL BM 25 mm longitud MDM Signum Gühring	1	118,52	118,52
T10	Eina de mandrinar ø 1 mm ajustable 12,7 mm longitud 3 FL (ref. 0300) Signum Gühring	1	13,73	13,73
T11	Eina d'avellanar ø 5 mm HSS 90° D335 C (ref. 0500) Signum Gühring	1	8,17	8,17
T12	Eina de planejar ø 50 mm 5 FL CRB HNGJ (ref. 0206) Signum Gühring	1	301,68	301,68
T13	Broca 3,2x118° D338N HSS Gühring	1	2,42	2,42
T14	Centrador 10 mmx90° (dins de pack de 10 unitats) Codi: 8424027254048 de Korloy	1	2,27	2,27
T15	Broca 7,4x118° D340 HSS Pulida Gühring	1	4,05	4,05
T16	Broca 10,5x118° D338RN HSS esmeril	1	4,17	4,17
T17	Broca 3,9x118° D338N HSS 3,9 Gühring	1	2,9	2,9
T18	Eina de xaflanar ø12 mm x45° 12 Fils COROMILL 327	1	119,91	119,91
<b>TOTAL</b>			<b>1913,82</b>	<b>1913,82</b>

**Taula 21: Cost de les eines [34].** No s'ha dut a terme un estudi del temps d'ús de cada eina. Per tant, suposarem que usarem 1 unitat de cada eina per cada lot de 500 unitats.

### 8.4.3. Altres costos

Concepte	Cost	Cost unitari	Cost total
Conjunt de plaques de 12 peces Hazet	1	51,18	51,18
Joc Desbarbadors Universal (ref. 1498 0220)	1	21,6	21,6
Broca mascle MAN. D352 HSS M1	1	21,24	21,24
Portabroques 1-13 mm B16 Deluxe	1	6,5	6,5
Punt giratori MT2	1	39,99	39,99
<b>TOTAL</b>			<b>140,51</b>

**Taula 22: Altres costos d'eines**

### 8.4.4. Cost de la fabricació per un lot de 500 unitats

Llista de preus per un lot de 500 unitats				
Concepte				
Materials	Preu (€/kg)	Pes per unitat (kg/u)	Preu per unitat (€/u)	Preu total (€)
Alumini 7075 T6*	42,63	0,2484	10,59	5295
Titani 6Al 4V*	123,35	0,03713	4,58	2290
Poliuretà 11671*	19,63	0,00815	0,16	80
Goma natural*	47,26	0,06326	2,99	1495
Costos de fabricació	Temps (min)	Preu per hora (€/h)	Altres (€)	Preu total (€)

Recursos humans	28317,5	10	30	254887,5
Recursos	Temps de funcionament (min)	Potència mitjana consumida (kW)	Preu per hora (€/kWh)	Preu total (€)
Conjunt d'eines [34]	-	-	-	1913,82
Altres costos d'eines [34]	-	-	-	140,41
Electricitat per potències menors a 10 kW	23247,5	0,65	0,1117	1687,885
Fresadora Optimus BF46 VARIO Potència màxima 2,2 kW	-	-	-	5394,95
<b>TOTAL</b>	<b>370986,01</b>			

Taula 23: Pressupost de la primera estimació de cost de fabricació. Tal i com s'ha detallat al capítol 6, s'estipula que la fabricació no és un objectiu primari del projecte. No obstant, s'hi afegeix una primera aproximació (NOTA: \* Els preus dels materials segueixen el preu de mercat, segons el programa SolidWorks)

El preu per unitat del nou producte s'estima que sigui de 741,97 €. Si volem generar tot el conjunt de la plantilla cal incloure les peces comprades que equival a 879,63€. Estaríem dins del preu de mercat en models d'alt rendiment. Segons s'ha consultat amb l'empresa de mecanització Protolabs els preus de fabricació són semblants als assolits.

## Cites bibliogràfiques

1. Federació Catalana de Patinatge (2 de febrer del 2009). Barcelona, Catalunya: *Reglament tècnic*.  
<[http://www.fecapa.cat/continguts/reglaments\\_20090904\\_1238/REGLAMENT%20TECNIC%202009.pdf](http://www.fecapa.cat/continguts/reglaments_20090904_1238/REGLAMENT%20TECNIC%202009.pdf)>
2. Federació Catalana de Patinatge (14 de juny del 2012). Barcelona, Catalunya: *Regles tècniques en castellà del reglament internacional*.  
<[http://www.fecapa.cat/continguts/reglaments\\_20120925\\_3067/20120614-SPANISHTechnicalRules\\_.pdf](http://www.fecapa.cat/continguts/reglaments_20120925_3067/20120614-SPANISHTechnicalRules_.pdf)>
3. Generalitat de Catalunya, Consell català de l'esport (Juny del 2013). Esplugues de Llobregat, CAT: *Equipaments esportius: Full tècnic*.  
<[http://esport.gencat.cat/web/.content/home/arees\\_dactuacio/equipaments\\_esportius/full\\_tecnic\\_dequipaments\\_esportius/fullte30c.pdf](http://esport.gencat.cat/web/.content/home/arees_dactuacio/equipaments_esportius/full_tecnic_dequipaments_esportius/fullte30c.pdf)>
4. Ministeri de educació, cultura y deportes. Consejo Superior de deportes (Febrer del 2018). Madrid, Espanya: *Normalización en equipamiento para deportes*.  
<<http://www.csd.gob.es/csd/estaticos/inst-dep/otras-esp-tecnicas/equipamiento-deportivo.pdf>>
5. Catalunya. Federació Catalana de Patinatge. *Reglament tècnic*, Juliol del 2009, núm. 1, 28 pàgines.
6. Espanya. Equipamiento para deportes sobre ruedas. Patines sobre ruedas. Requisitos de Seguridad y métodos ensayo. *UNE-EN 13899:2003*, 7 de novembre del 2003, 16 pàgines
7. Espanya. Deportes. Equipamientos e instalaciones Deportivas. *CTN 147*, 11 de novembre el 2003.
8. Empresa Roll-Line. Itàlia: *Rink Hockey, products*. <<http://roll-line.it/>>
9. Doctor patín. Coslada, Madrid, Espanya: *Tienda* <<https://doctorpatin.com/es/patines-roller-derby/198-patin-roll-line-killer-titanium.html>>
10. Helya. Roller skate Store. A Corunya, Espanya: *Catálogo*.  
<<https://www.helya.es/producto/plantilla-roll-line-killer-titanium-black/?v=04c19fa1e772#.WoHSliXOU6U>>
11. Barovari. Barcelona, Catalunya: *Productos: Gomas*.  
<[http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es\\_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Gomas%20Boiani%22/SubProducts/%22Juego%20Gomas%20Boiani-0003%22](http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Gomas%20Boiani%22/SubProducts/%22Juego%20Gomas%20Boiani-0003%22)>

12. Barovari. Barcelona, Catalunya: *Productos: Arandelas*. <[13]:  
[http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es\\_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Arandelas%20Guardapolvo%22](http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Arandelas%20Guardapolvo%22) >
13. Barovari. Barcelona, Catalunya: *Productos: Cojinetes*.  
 <[http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es\\_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Cojinetes%20R-7%20ZZ%22](http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Cojinetes%20R-7%20ZZ%22)>
14. Barovari. Barcelona, Catalunya: *Productos: Frenos*.  
 <[http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es\\_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Cojinetes%20R-7%20ZZ%22](http://www.barovari.com/epages/ea9394.sf/es_ES/?ObjectPath=/Shops/ea9394/Products/%22Juego%20Cojinetes%20R-7%20ZZ%22)>
16. C. Jaramillo Isaza, F. Almeraya Calderon, F. Estupiñan López, C. Gaona Tiburcio: *ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL ALUMINIO 6061-T6 CUANDO ES SOMETIDA A CORROSION ASISTIDA POR ESFUERZO*.
17. Callister, W.D. (1995): *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Editorial Reverté.
18. Industrias Jq. Buenos Aires, Argentina (2016): *Datos técnicos del poliuretano 11671*. <  
<http://www.jq.com.ar/imagenes/productos/poliuretano/poliurprop/dtecnicos.htm> >
19. Sighley, J.E. *Diseño en Ingeniería mecánica*. Volum I i II. Editorial Mc Graw Hill
20. Alacermas. Gurb, Catalunya: *Propiedades físicas de aluminio 6061 T6*.  
 <[http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa\\_6061\\_aluminio\(1\).pdf](http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_6061_aluminio(1).pdf) >
21. M.F. Ashby (2008). *Materiales para ingeniería*. Annex. Volum I. Editorial Reverté. Science. 448 pàgines.
22. Broncesval. Ripollet, Catalunya: *Propiedades físicas de aluminio 7075 T6*. <  
<http://www.broncesval.com/productos?catid=0&id=96> >
23. Toledano, M.; Arenas, M.A; Galán, J.J; Ramirez, L; Borja, S.M; Conde, A.; Monsalve, A: *RESISTENCIA A FATIGA DE LA ALEACIÓN DE ALUMINIO 7075-T6 EN FUNCIÓN DEL TIPO DE ENSAYO Y ESPESOR DEL RECUBRIMIENTO*. Àrea d'enginyeria de materials; Departament d'enginyeria de metal·lúrgia. Escola tècnica superior d'enginyeria de camins, canals i ports d'A Corunya; USACH Santiago de Xile.
24. Jin-feng, LI; PENG; Zhuo-wei, LI; Chao-xing, JI; JIA; Zhi-qiang; CHEN; Wenjing; ZHENG; Zi-qiao: *Mechanical properties, corrosion behaviors and microstructures of 7075 aluminium alloy with various aging treatments*.
25. Sankarana, K.K; Pérez, R; Jatab, K.V: *Effects of pitting corrosion on the fatigue behavior of aluminum alloy 7075-T6: modeling and experimental studies*
26. Badía, J.M; Antoranz, J.M; Tarín, P; López del Castillo, C.; Simón, A. G; Piris, N. M; *Influencia de la sobremaduración en las propiedades mecánicas y comportamiento a corrosión bajo tensión de una aleación de aluminio 7075 T6*.

27. Tesis doctorales en red: *Caracterización mecánica de Ti-6Al-4V*. < <http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6032/06CAP4.pdf?sequence=6> >
28. Aerospace specification Metals INC. *Properties of Ti-6Al-4V*. < <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=mtp641> >
29. Gil, F.J; Planell, J. A: Aplicaciones biomédicas del titani y sus aleaciones. < <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099/6814/Article04.pdf> >
30. RS Components Ltd. *Tornillo de fijación chapado en zinc y pasivado transparente acero hexagonal M6x40 mm* < <https://es.rs-online.com/web/p/products/0527460/?grossPrice=Y> >
31. Amazon. *M6x1 de rosca gruesa (DIN 6923/ISO 4161) Clase 8 Hex Brida Tuerca, con serration Medio Acero al carbono Zincado PK 60*. < <https://www.amazon.com.mx/gruesa-4161-Clase-Serration-carbono-Zincado/dp/B00Z3XD1WI> >
32. Cetronic. *Tuerca M3* < <http://www.cetronic.es/sqlcommerce/disenos/plantilla1/seccion/producto/DetalleProducto.jsp?idIdioma=&idTienda=93&codProducto=999208167&cPath=1178> >
33. SoloPatín. *Rodamientos Roll Line Speedmax*. < <http://solopatin.com/es/rodamientos-patines/641-rodamientos-patines-roll-line-speedmax.html> >
34. Kortloy. Catálogo de herramientas de corte < [http://www.korloy.com/newkorloy/ger/file/2017/2017%20Digest\(ES\).pdf](http://www.korloy.com/newkorloy/ger/file/2017/2017%20Digest(ES).pdf) >





## 0. ANNEX A

### A1. Ampliació de la normativa

#### Descripció dels assajos a dur a terme segons normativa

Per tal de complir la normativa UNE-EN 13899:2003\*, m'he basat en els assajos descrits en l'apartat *Comprovació de la normativa en l'abast*. S'ha realitzat els corresponents anàlisis estàtics a partir d'un model idealitzat. Tant s'ha dut a terme una justificació tècnica en el model idealitzat, com en el simulat.

#### 1. Mostra

S'ha de sotmetre almenys dos parells del mateix tipus (en els casos experimentals).

#### 2. Condicions d'assaig

Els patins s'han de sotmetre a una temperatura de  $(23 \pm 2) ^\circ\text{C}$  i una humitat relativa de  $(50 \pm 5) \%$  o bé a una temperatura de  $(20 \pm 2) ^\circ\text{C}$  i una humitat relativa de  $(65 \pm 5) \%$ .

Els assajos han de realitzar-se segons l'indicat en els apartats segons l'indicat en els apartats 3.3 a 3.4.2.

### Mostra d'assaig I

#### 0.1.1. Generalitat

Si la mostra d'assaig incorpora un dispositiu d'arrancada i/o frenada, aquesta mostra ha d'usar-se com a mostra d'assaig I

#### 0.1.2. Peces que sobre surten

Les peces sobresortints, com ara cargols i extrems d'eixos, han de sotmetre's a assajos amb un cilindre d'assaig de 50 mm de diàmetre i una longitud d'assaig de 75 mm. Es tracta d'un assaig visual o de validació de distàncies. (El nostre model ho compleix)

### 0.1.3. Marge

Únicament cal sotmetre's a un assaig visual i tàtil. Ni l'assaig de direcció ni l'adherència de les rodes formen part de l'abast, per tant aquest apartat no s'ha dut a terme.

### 0.1.4. Assaig estàtic dels elements de fixació

#### 1. Subjecció del xassís als elements de fixació

Es fa servir una barra rodona de 50 mm de diàmetre per carregar els elements de fixació en el patí de rodes, en la zona del taló amb  $F_2=500$  N i en la de la dreta en la zona de la sola durant 5 minuts amb  $F_3=400$  N. No forma part de l'abast.

#### 2. Subjecció del xassís a la sabata

El patí de rodes es munta al llarg de la longitud total del seu xassís en una màquina d'assaig universal, aplicant la força mitjançant un motlle fix rígid. La superfície inferior del motlle ha de cobrir almenys el 75% de la sola del patí sobre rodes.

S'aplica una força de tensió quasi estàtica a una velocitat de  $<20$  mm/min, fins a arribar a una força de tensió de 1000 N. No forma part de l'abast.

#### 3. Impacte frontal sobre les rodes

Si la mostra no va equipada amb un dispositiu d'arrancada i/o frenat, el patí ha de patir un impacte en direcció frontal simultàniament en les rodes davanteres, amb una energia de 90 J i una velocitat d'impacte de  $(3,5\pm 0,4)$  m/s per patins de la classe A contra una vorada d'altura igual al diàmetre de les rodes detingudes en posició rígida.

#### 4. Impacte frontal contra el mecanisme d'arrancada i/o frenat

Si la mostra va equipada amb un mecanisme d'arrancada i/o frenat, el patí ha de patir un impacte en direcció frontal en el mecanisme d'arrancada i/o frenat amb una energia de 90 J i una velocitat d'impacte de  $(3,5\pm 0,4)$  m/s per patins de rodes de la classe A contra una vorada d'altura superior a la del mecanisme d'arrancada i/o frenada retinguda en posició rígida.

## 5. Assajos de resistència

Sobre un tambor amb una velocitat de gir de 0,5 m/s, es distribueix diferents elevacions de manera que les rodes no passin per aquestes zones simultàniament. Aquestes zones han de tenir un espai suficient de manera que cada roda recorri dos elevacions per segon.

Amb la càrrega que s'indica en la *Taula 24: Valors de càrrega per l'assaig de resistència*, s'ha de subjectar el patí sobre el tambor d'assaig en el plànol en que es transmeti totalment l'engrenatge de la roda l'acció de la direcció produïda per les zones elevades quan el patí està en posició horitzontal.

	Classe A	Classe B
<i>Mi</i>	60 kg	40 kg
<i>L</i>	15 mm	10 mm
<i>Temps d'assaig</i>	3 h	2 m

**Taula 24: Valors de càrrega per l'assaig de resistència (El nostre patí és de classe A)**

## Mostra d'assaig II

### 0.1.5. Assaig de torsió de les corretges

El patí de rodes es carrega amb un pes afegit d'un 50% respecte al seu pes descarregat. Després es subjecta la corretja del turmell a 50 mm des de la fixació. El patí s'aixeca del terra. A continuació es baixa de nou i es pressiona la corretja del turmell sobre un cilindre del diàmetre de la coberta del taló. Es repeteix el procediment 50 vegades. No es du a terme, ja que el nostre model, no usa corretges.

### 0.1.6. Impacte de càrrega vertical

Es disposa d'un pes de caiguda cilíndric (m<sup>2</sup>) amb una goma estàndard en la seva cara inferior, segons l'indicat en la norma ISO 4649:2002. A través d'un tub, es deixa anar el pes en caiguda lliure tres vegades consecutives a cada temperatura des d'una altura h, com es mostra en la següent *Taula 25: Valors de l'impacte de càrrega vertical*.

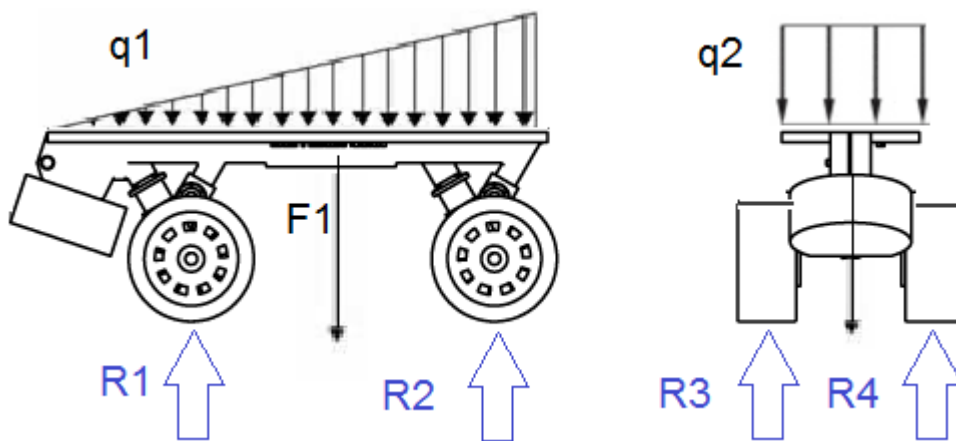
### Taula 25: Valors de l'impacte de càrrega vertical

de 247,5x45x21 mm<sup>3</sup>, sense tenir en compte les unions als eixos, per tal de simplificar el disseny de la platina. Entre punts d'aplicació de les reaccions R3 i R4, hi ha una distància de 80 mm.

Per tal de simplificar el disseny, es considera que els nervis de l'eix s'adhereixen a la platina, com si estigués enroscat.

#### 0.2.1.1.2 Anàlisi de forces

En la següent Il·lustració 16, podem observar les forces presents en aquest anàlisi:



Il·lustració 16: Esquema de forces presents en aquest model (XY-esquerre, YZ-dreta)

En la foto de l'esquerre l'eix corresponent és (X=←, Y=↓) i en la de la dreta (Y=↓, Z=←)

Tal i com diu la normativa d'*Impacte de càrrega vertical*, el patí s'ha de llençar des d'una altura de 250 mm. Suposem que arriba al terra al llarg de 0,225 segons, calculat empíricament. Si apliquem la fórmula d'impacte de caiguda lliure podem trobar el valor de l'acceleració:

$$a = \frac{x - x_0}{0,5 * t^2} = \frac{0,25}{0,5 * 0,225^2} = 9,8 \text{ m/s}^2$$

En primer lloc, s'ha de trobar el valor de la força del salt que s'exerceix:

$$F1 = (m_{\text{patí}} + m_{\text{patinador}}) * a = \left(0,839 + \frac{150}{2}\right) * 9,8 = 732,2 \text{ N} = 0,732 \text{ kN}$$

A continuació, s'ha de conèixer el punt on es troba el valor de la F1, que es troba en el centre de gravetat del model. Si no comptéssim el pes humà es trobaria a:

$$rcm = \frac{\sum m_i * OA}{\sum m_i} = (105,34,22'77, -22.50) \text{ mm}$$

No obstant, es simplifica el model afirmant que el centre de gravetat es troba al mig de la placa en l'eix XYZ (123'75,0,0) mm i es negligeix el valor aportat anteriorment, ja que la massa humana es molt més gran que la del patí. Per tal de trobar les corresponents q1 i q2, hem de saber que el pes s'ha de dividir entre els dos patins. Per tant, apliquem un pes de 75 kg.

$$q1 = \frac{\frac{m}{2} * g}{l1} = \frac{\frac{75}{2} * 9,81}{0,2475} = 1486,36 \frac{N}{m} = 1,48 \frac{kN}{m}$$

$$q2 = \frac{\frac{m}{2} * g}{l2} = \frac{\frac{75}{2} * 9,81}{0,045} = 8175 \frac{N}{m} = 8,17 \frac{kN}{m}$$

\*Nota=Es simplifica l2 a un valor de 45 mm

### 0.2.1.1.3 Equilibri de forces

#### 0.2.1.1.3.2 Eix XY

A continuació, s'ha de trobar els valors de les forces, tenint en compte que el sistema és estàtic. No s'ha tingut en compte el rebot del salt, ja que ens trobem just en el moment d'impacte.

$$\sum Fx = 0$$

$$\begin{aligned} \sum Fy = 0 \rightarrow \frac{1}{2} q1 * l + F1 &= 2 * R1 + 2 * R2 = 0,5 * 1486,36 * 0,2475 + 732,2 \\ \rightarrow 2R1 + 2R2 &= 916,13 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum Mo = 0 \rightarrow \frac{1}{2} q1 * l * \frac{2}{3} * l + F1 * \frac{l}{2} &= 2R1 * 0,0725 + 2R2 * 0,225 \\ &= 0,5 * \frac{2}{3} * 1486,36 * 0,2475^2 + 732,2 * \frac{0,2475}{2} \rightarrow 120,9593 \\ &= 0,145 * R1 + 0,45 * R2 \end{aligned}$$

Per últim, trobem els valors de les reaccions corresponents:  $R_1=279,24 \text{ N } \uparrow$ ,  $R_2=178,819 \text{ N } \uparrow$ , per cada roda.

#### 0.2.1.1.3.3 Eix YZ

Repetim el procés en l'altre eix:

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow q_2 * l + F_1 = 2R_3 + 2R_4 = 0,045 * 8175 + 732,2 \rightarrow 2R_3 + 2R_4 = 1100$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow q_2 * 0,055 * 0,045 + F_1 * 0,055 = 2 * R_3 * 0,015 + 2 * R_4 * 0,095 = 60,504$$

Per últim, si resollem el sistema lineal trobem els valors de les reaccions corresponents:  $R_3=275,018 \text{ N } \uparrow$ ,  $R_4= 275,0187 \text{ N } \uparrow$ . El resultat és coherent ja que és un model simètric i els valors de les reaccions han de ser iguals.

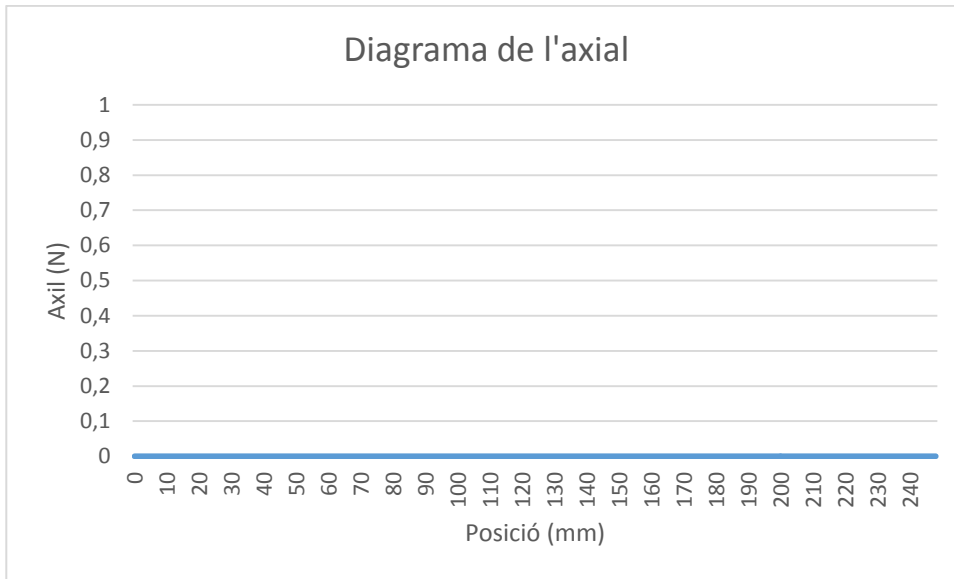
#### 0.2.1.1.4 Diagrames de sòlid lliure

##### 0.2.1.1.4.2 Eix XY

En aquest eix observem quin punt trenca en l'element esmentat. A continuació, es mostren els corresponents diagrames de sòlid lliure. En l'apartat de càlculs de l'annex es mostren els procediments que s'han realitzat per arribar a obtenir els següents gràfics. Es segueixen els eixos de la Il·lustració 15, de l'apartat de *Cotes del model*.

##### Axial

$$f(X > 0 \text{ mm}, x < 247,5 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 1: Diagrama d'esforços de l'axial (La platina no rep esforços d'axial)

### Tallant

$$f(X = 0 \text{ mm}) = 0$$

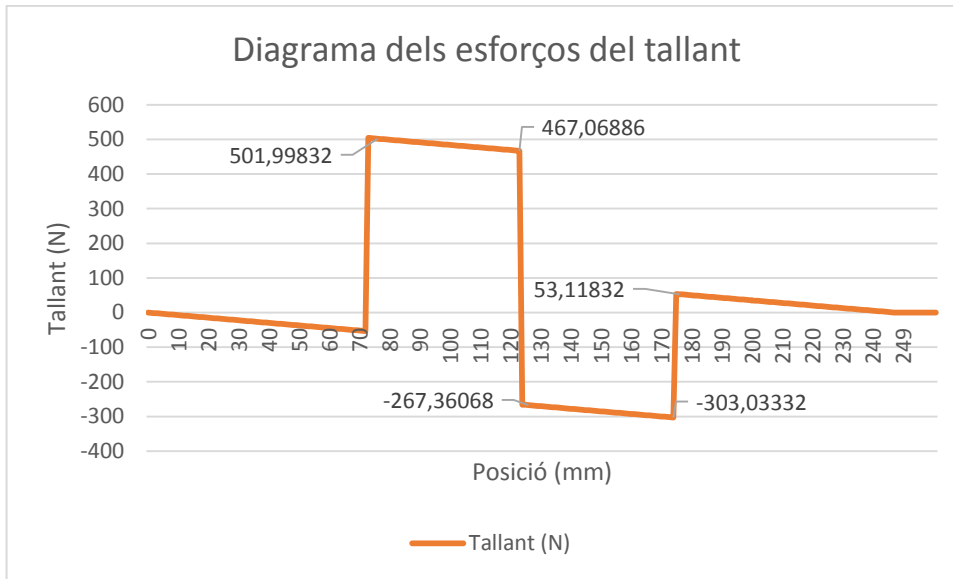
$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 72,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x$$

$$f(X > 72,5 \text{ mm}, X < 123,75 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2 * R1$$

$$f(X > 123,75 \text{ mm}, X < 222,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2R1 - F1$$

$$f(X > 225,50 \text{ mm}, X < 247,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2 * R1 - F1 + 2 * R2$$





Gràfic 2: Diagrama del tallant (N) – NOTA: Valors positius (↑↓), valors negatius (↓↑)

### Moment flector

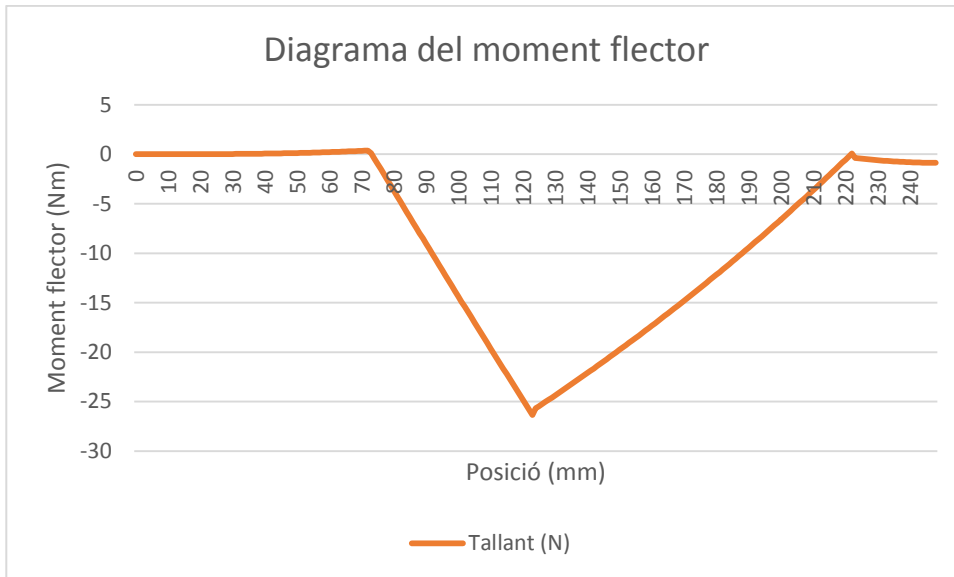
$$f(X = 0 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 72,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3$$

$$f(X > 72,5 \text{ mm}, X < 123,75 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2 * R1 * (x - 0,0725)$$

$$f(X > 123,75 \text{ mm}, X < 222,50 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2R1 * (x - 0,0725) - F1(x - 0,12375)$$

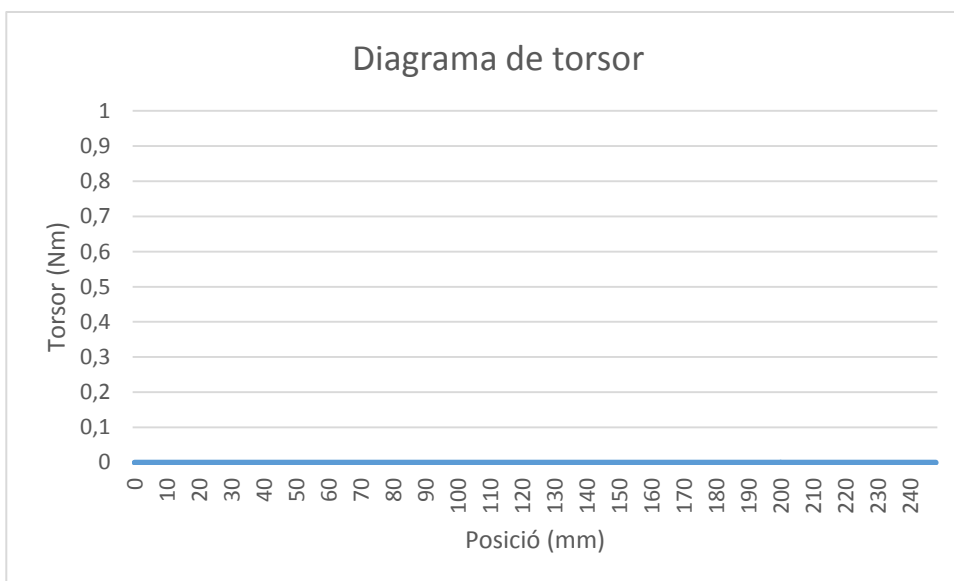
$$f(X > 222,50 \text{ mm}, X < 247,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2R1 * (x - 0,0725) - F1(x - 0,12375) + 2 * R2 * (x - 0,2225)$$



Gràfic 3: Diagrama del moment flector respecte la posició. NOTA: Valors positius (↓□↓), valors negatius (↑□↑)

#### Diagrama de torsió

$$f(X > 0 \text{ mm}, x < 247,5 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 4: Diagrama de torsió (Nm) respecte la posició (mm). No hi ha torsió.

#### 0.2.1.1.4.3 Eix YZ

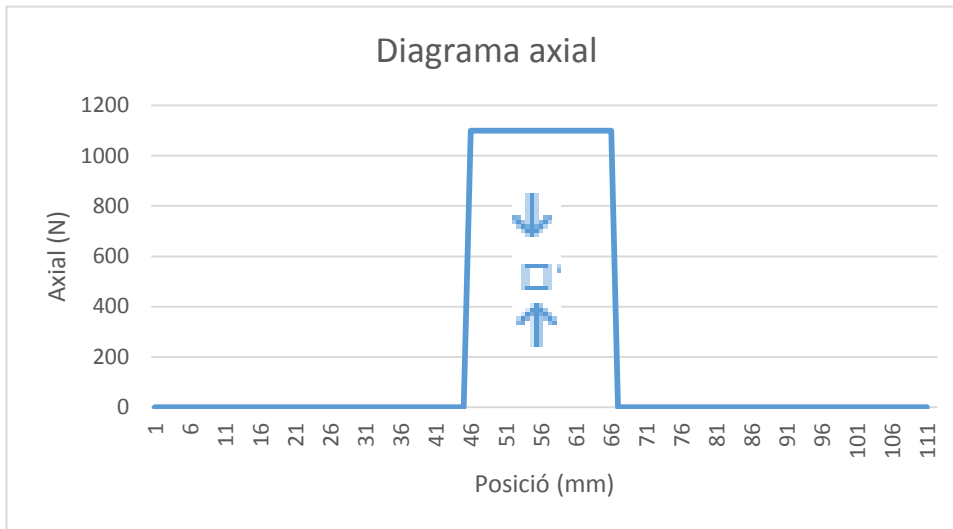
En aquest eix veurem el cas de l'eix YZ. A continuació, podem observar els diagrames corresponents.

### Axial

$$f(X > 0 \text{ mm}, x < 45 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 45 \text{ mm}, x < 55 \text{ mm}) = 2R3 + 2R4$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, x < 110 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 5: Diagrama axial de l'eix YZ

### Tallant

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 15 \text{ mm}) = 0$$

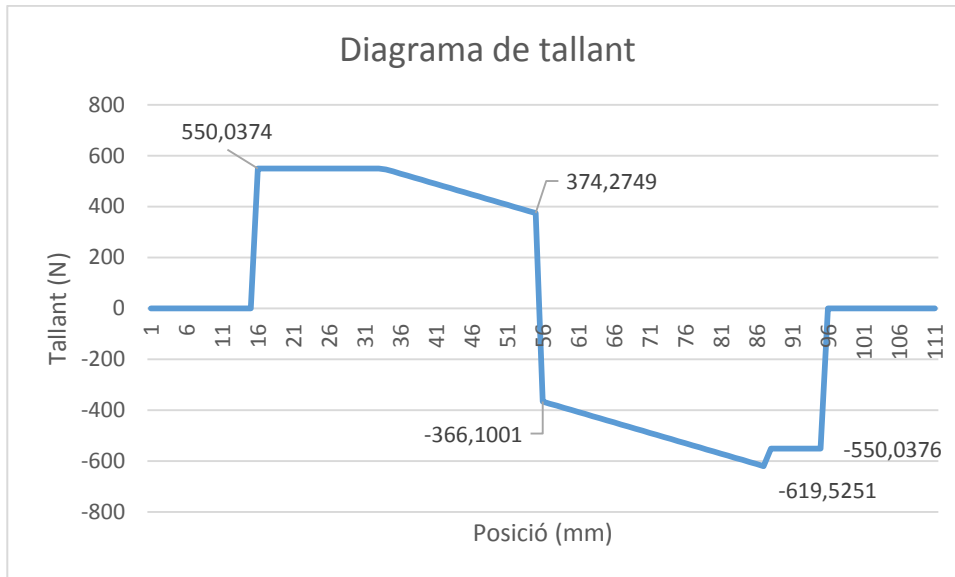
$$f(X > 15 \text{ mm}, X < 32,5 \text{ mm}) = 2 * R3$$

$$f(X > 32,5 \text{ mm}, X < 55 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * (x - 0,0325)$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, X < 87,5 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * (x - 0,0325) - F1$$

$$f(X > 87,5 \text{ mm}, X < 95 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * 0,045 - F1$$

$$f(X > 95 \text{ mm}, X < 110 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * 0,045 - F1 + 2 * R4$$



Gràfic 6: Diagrama del tallant (N) – NOTA: Valors positius (↑↓), valors negatius (↓↑)

### Moment flector

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 15 \text{ mm}) = 0$$

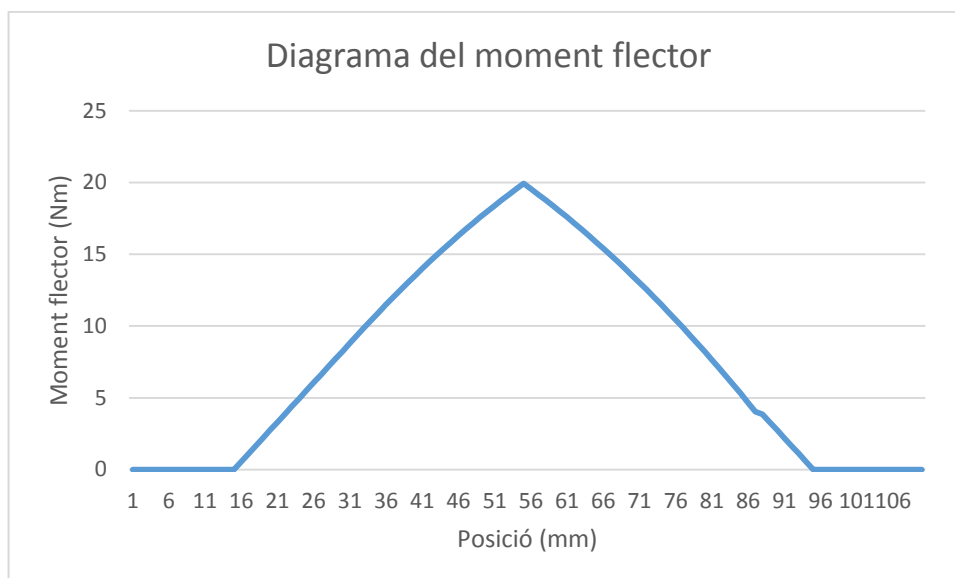
$$f(X > 15 \text{ mm}, X < 32,5 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015)$$

$$f(X > 32,5 \text{ mm}, X < 55 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * \frac{(x - 0,0325)^2}{2}$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, X < 87,5 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * \frac{(x - 0,0325)^2}{2} - F1 * (x - 0,055)$$

$$\begin{aligned} f(X > 87,5 \text{ mm}, X < 95 \text{ mm}) \\ = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * 0,045 * (x - 0,055) - F1(x - 0,055) \end{aligned}$$

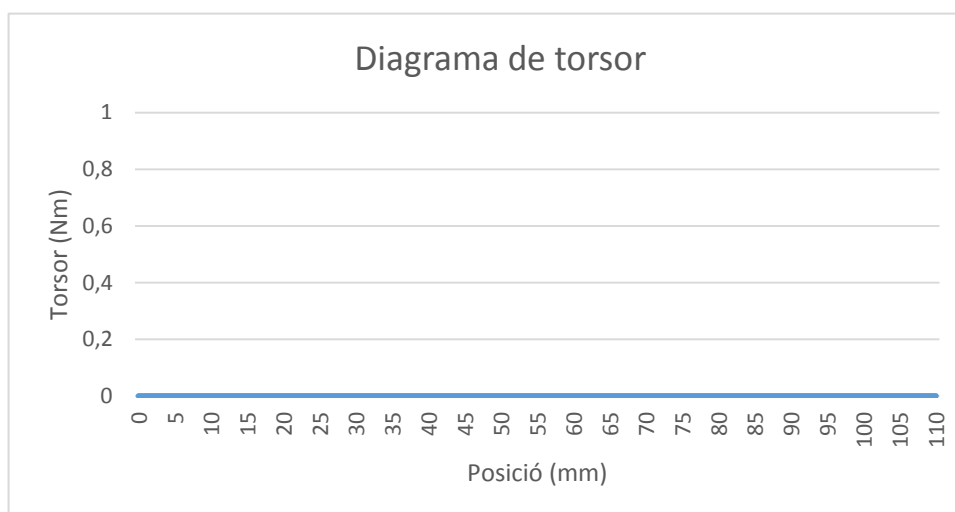
$$\begin{aligned} f(X > 95 \text{ mm}, X < 110 \text{ mm}) \\ = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * 0,045 * (x - 0,0325) - F1(x - 0,055) + 2 * R4 \\ * (x - 0,095) \end{aligned}$$



Gràfic 7: Diagrama del moment flector. NOTA: Valors positius (↓□↓), valors negatius (↑□↑)

### Diagrama de torsió

$$f(X > 0 \text{ mm}, x < 110 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 8: Diagrama de torsió (No en pateix)

0.2.1.1.5 Anàlisis de secció crítica de la platina

0.2.1.1.5.2 Anàlisis de les diferents característiques

En l'eix XY, tenim les diferents propietats a analitzar

Punt	Direcció en eix X des del tac	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Kf
A	0 mm	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	1
B	72,5 mm	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	≈0	504,60	≈1
C	123,75 mm	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	26,73	-272,19	1
D	222,5 mm	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	≈0	18,56	≈1
E	247,5 mm	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	1

Taula 26: Diferents propietats a analitzar (No hi ha esforç de torsió, ni axial)

En l'eix YZ, tenim les diferents propietats a analitzar:

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Axial (N)
A	0 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	0
B	15 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	0,0022	550,04	0
C	32,5 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	9,63	550,04	0
D	45 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	15,86	447,85	1100
E	55 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	19,93	374,27	1100
F	65	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	15,86	-447,85	1100
G	87,5 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	9,63	-550,04	0
H	95 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	0,0022	-550,04	0
I	110 mm	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	0

Taula 27: Diferents propietats a analitzar (No hi ha ni torsió ni factors d'entalla)

Per tal d'analitzar els valors de la Kf, ens hem basat en el document *Factores de concentraciones de tensiones*, d'apunts de l'assignatura de Disseny de màquines. El valor  $d/w = 7,5/21 = 0,355$ . Com ens trobem en la corba C, al trobar-nos en flexió, el factor Kt és negligit. No considerem aquest factor de Kf.

#### 0.2.1.1.5.3 Trobar la secció crítica

En aquest apartat, s'ha analitzat quins són els possibles candidats a ser la secció crítica de cada punt. Primerament s'ha observat l'eix XY, on tots els punts tenen les mateixes dimensions. A continuació, s'ha descartat A i E, ja que no tenen cap sol·licitació en comparació amb B, C i D. Després comparem les seccions B i D, tant una com l'altra tenen el mateix factor d'entalla. No obstant, la secció B té més factor d'entalla que D i és més probable que esdevingui secció crítica.

Per últim, queda analitzar les seccions crítiques B i C. La primera secció esmentada té tallant i factor d'entalla, però en canvi no pateix gairebé flexió, ja que la càrrega distribuïda d'un humà en tota la platina és mínima. En canvi, la secció C, té flexió, però té un tallant menor ( $-272,19 \text{ N} < 504,60 \text{ N}$ ) i no té entalla. Com la sol·licitació del tallant és molt menor que el moment flector (gairebé negligible, en comparació a un esforç mitjanament important de flexió), **prendrem com a candidata a secció crítica de l'eix XY, la secció C.**

Per altra banda, s'ha estudiat quina secció és la crítica en l'eix YZ, en el model simplificat. Tal i com hem fet en el cas anterior, descartem les seccions A i I, ja que no disposen de sol·licitació. Cal tenir en compte que es tracta d'un cas de càrregues simètric, per tant B i H tindran les mateixes propietats. El mateix cas succeeix en C i G, D i F. La secció E es tracta del punt central de l'eix que estem analitzant. A continuació, descartem la secció B, davant de la C, ja que tenen el mateix tallant però C té un moment flector molt més gran. Com a conseqüència, descartem H, al ser el seu simètric. Tal i com hem explicat abans, ometem la corresponent secció simètrica. Tanmateix, ni secció A, B ni els seus simètrics afectarien a la platina, ja que no l'influirien, ja que es tracta de la peça de l'eix (una altra peça).

A continuació, s'ha estudiat el cas de la secció C, davant de D. En aquest cas, la secció D té un esforç de tallant lleugerament inferior que C ( $447,85 \text{ N} < 550,04 \text{ N}$ ), no obstant el seu moment flector és significativament major ( $15,86 \text{ Nm} > 9,63 \text{ Nm}$ ) i disposa d'esforç axial. Per tant, com l'esforç de tallant és negligible en presència d'un esforç de flexió significatiu, no es té en compte i com a conseqüència, es descarta la secció C i la seva simètrica G, com a secció crítica potencial.

Per últim, s'ha observat la secció D, en comparació amb la E. L'esforç axial és el mateix en ambdós casos, el tallant és lleugerament superior en D que en E, però a l'haver flexió no es té en compte, ja que la flexió es distribueix arreu de la secció i l'esforç en tallant en un punt en concret. La flexió és major en E ( $19,93 \text{ Nm} > 15,86 \text{ Nm}$ ), i per tant, la secció crítica es localitza en el punt central, és a dir el punt d'aplicació de la força del salt. Per tant, **la secció crítica de l'eix YZ la E.**

#### 0.2.1.1.6 Sol·licitació de la secció crítica



Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega de pols, ja que es tracta de salts al llarg d'un partit, i per tant no ens trobem en un cas on la càrrega sigui constant al llarg d'un cert període.

Primer de tot s'aporta un recopilatori dels esforços presents

Secció	Dimensions	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axil (N)
C	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	26,73	-272,19	0
E	45x21 mm <sup>2</sup> (alumini)	19,93	374,27	1100

Taula 28: Resum dels esforços en els diferents eixos

Ara busquem els valors de la sol·licitació:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{374,27}{21 * 45} + \frac{4}{3} * \frac{272,19}{247,5 * 45} = 0,56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{19,93 * (0,045)}{\frac{(0,021) * (0,045)^3}{12}} + \frac{26,73 * (0,045)}{\frac{(0,2475) * (0,045)^3}{12}} = 6,26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} = \frac{1100}{21 * 45} = 1,16 \text{ MPa}$$

A continuació, trobem els valors de les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\begin{aligned} \sigma_{1,2} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{6,26 + 1,16}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{6,26 - 1,16}{2}\right)^2 + 0,56^2} \\ &= (3,71 \pm 2,61) \text{ MPa} \end{aligned}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 6,32 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = 1,1 \text{ MPa}$

Cal recordar que ens trobem en un cas de cicle de càrrega de pols, per tant hem de trobar la tensió equivalent de Von Misses:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sqrt{6,32^2 + 1,1^2 - (6,32 * 1,1)} = 5,84 \text{ MPa}$$

Llavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com la mitjana 5,84 MPa**.

[19] Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt apliquem les fórmules proporcionades pel Sighley. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un alumini ISO 6061 T6 amb un mòdul elàstic de 70 GPa, un G de 26,5 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33



$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{5,84}{70000} = 0,000083 = 8,3 * 10^{-5} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu * \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 * \frac{5,84}{70000} = -0,33 * 0,000083 = -0,0000275 = -2,75 * 10^{-5} [-]$$

L'energia de deformació és la següent:

$$U_t = \frac{CV^2l}{2AG} + \frac{CV^2l}{2AG} + \int_0^{0,12375} \frac{M^2}{2EI} dx + \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx$$

$$= 2,7 * 10^{-5} + 0,0026 + 0,0061 + 2,3 * 10^{-7} = 0,0087 J$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'ha aplicat el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió. No disposem de deflexió de gir, ja que no tenim component de torsió.

$$\delta e_{ixXY} = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,12375} \frac{M^2}{2EI} dx \right) = 7,44 * 10^{-8} m$$

$$\delta e_{ixYZ} = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx \right) = 7,2 * 10^{-6} mm$$

$$\delta_{total} = \sqrt{((2,64 * 10^{-2})^2 + (1,089 * 10^{-2})^2} = 1,96 * 10^{-3} mm$$

Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, C=1,2.

#### 0.2.1.1.7 Determinació de la resistència

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma_f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un acabat general de rectificat. Segons el Shigley aplicarem la següent fórmula:  $K_a = aS_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, aconseguim el valor de la  $K_b$ , que és el factor de mida. Primerament, hem de trobar el valor del diàmetre equivalent que és  $0,808(b * h)^{0,5} = 24,83 mm$ . Per tant, hem de trobar el valor del factor  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines, la  $K_b = 0,85$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $K_c=1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $K_d=1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar, en aquest cas, és del 99% i obté un valor de  $K_e=0,814$ . No tenim entalla. La tensió de ruptura de l'alumini 6061-T6.

[20] Segons assajos tècnics, l'alumini 6061-T6 té una tensió de 275,79 MPa i una tensió de ruptura de 190 MPa.

$$\sigma_f = \left(0,906 * 0,85 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1}\right) * 0,4 * 190 = 47,64 \text{ MPa}$$

#### 0.2.1.1.8 Determinació del factor de seguretat

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{47,64}{\frac{5,84}{5,84} + \frac{47,64}{275,79}} = 40,62 \text{ MPa}$$

A continuació, trobem el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eq^m}} = \frac{40,62}{5,84} = 6,95 [-]$$

La platina hauria de tenir una vida infinita a un milió de cicles, ja que tenim un factor de seguretat de 6,95, i està sobredimensionada.

## 2. Eix

#### 0.2.1.1.9 Cotes del model

En l'apartat de plànols, podem conèixer els valors de les cotes corresponents. No obstant, cal recordar que l'eix gran té un diàmetre de de 15 mm i una llargària de de 50 mm i els dos eixos petits on es col·loquen les rodes tenen un diàmetre de 6 mm i una llargària de 30 mm. Tot i que són la mateixa peça no tindrem en compte el nervi d'unió amb la platina, per simplificar el model.

#### 0.2.1.1.10 Anàlisi de forces

En aquest cas considerem que les forces s'apliquen a les rodes. Tal i com hem observat en el cas anterior, l'eix capdavanter (el que es troba més a prop del tac de fre) té una secció crítica més potencial que l'eix del darrere, per tant el nostre anàlisi es porta a terme en aquesta peça, ja que té més esforç tallant. Cal recordar que tenim les següents propietats:

- En l'eix XY:

Punt	Direcció en eix X des del tac	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Kf
B	72,5 mm	247,5x45 mm <sup>2</sup> (alumini)	≈0	504,60	≈1

Taula 29: Valors en l'eix XY

- En l'eix YZ:

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)
A	0 mm	Ø 6 mm	0	0
B	15-30 mm	Ø 6 mm	0,0022	550,04
C	30 mm	Ø 15 mm	8,22	550,04
D	55 mm	Ø 15 mm	15,86	447,85
E	80 mm	Ø 15 mm	8,22	-550,04
F	95-110 mm	Ø 6 mm	0,0022	-550,04
G	110 mm	Ø 6 mm	0	0

Taula 30: Valors a tenir en compte en l'eix YZ. Cal tenir en compte que l'eix no pateix esforç axial, únicament el nervi, que s'estudia amb més detall en apartats posteriors.

### 0.2.1.1.10.2 Trobar la secció crítica

Primerament, es descarta A i el seu simètric G, ja que no tenen sol·licitació. A continuació, estudiem com a potencials seccions crítiques B i F (el seu simètric) ja que tenen un diàmetre diferent a les altres seccions i a més a més, té una entalla en el punt d'unió amb l'eix gran, que més tard estudiarem.

Com en presència de moment flector el tallant és negligible, s'ha pres com a secció crítica D davant de C i E (el seu simètric), ja que D té un major moment flector. Per tant, es disposa dos possibles seccions crítiques, tot i que la meua hipòtesis és que serà D ja que un moment flector més gran que B.

## 3. Secció B (i la seva simètrica F)

### 0.2.1.1.11 Sol·licitació de la secció crítica i factor de seguretat corresponent



Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega de pols, ja que es tracta de salts al llarg d'un partit, i no ens trobem en un cas on la càrrega sigui constant al llarg d'un cert període.

Primer de tot s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)
B	30 mm (Punt d'unió amb l'eix gran)	Ø 6 mm	0,0022	550,04

Taula 31: Taula de valors recopilatoris

Per tant en aquest cas, es negligeix la tensió del moment flector i només es té en compte la  $\tau$  que té

$$\text{un valor de: } \tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{4}{3} * \frac{550,04}{\pi * \frac{6^2}{4}} = 25,93 \text{ MPa}$$

Al només tenir forces tangencials, s'aplica la següent fórmula per tal d'aconseguir la tensió equivalent:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3} * 25,93 = 44,91 \text{ MPa}$$

Llavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com la mitjana 44,91 MPa**.

[19] Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt, s'ha aplicat les fórmules proporcionades pel Sighley. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un alumini ISO 6061 T6 amb un mòdul elàstic de 70 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{44,91}{70000} = 0,00061 = 6,1 * 10^{-4} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu * \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 * \frac{44,91}{70000} = -0,33 * 0,00061 = -0,00021 = -2,1 * 10^{-4} [-]$$

L'energia de deformació és la següent:

$$U_t = \frac{CV^2l}{2AG} + \frac{CV^2l}{2AG} + \int_0^{0,0725} \frac{M^2}{2EI} dx + \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx = 0,000022 \text{ J}$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'ha aplicat el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió. No tenim deflexió de gir, ja que no tenim component de torsió.

$$\delta = \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial F}\left(\frac{CV^2 l}{2AG}\right) + \frac{\partial}{\partial F}\left(\int_0^{0,0725} \frac{M^2}{2EI} dx\right)\right)^2} + \left(\frac{\partial}{\partial F}\left(\frac{CV^2 l}{2AG}\right) + \frac{\partial}{\partial F}\left(\int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx\right)\right)^2$$

$$= 2,6 * 10^{-5} m$$

Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, C=1,2.

#### 0.2.1.1.12 Trobar el valor de la resistència d'aquest punt

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma f = \left(ka * kb * kc * kd * ke * \frac{1}{kf}\right) * \sigma r$$

El factor de la ka té un acabat general de rectificat. Segons el Shigley s'ha aplicat la següent fórmula:  $Ka = aSut^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, aconseguim el valor de la Kb, que és el factor de mida.. A continuació hem de buscar el valor de la kb per un diàmetre de 6 mm. Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines, el valor, per un diàmetre menor a 10 mm, equival a  $Kb = 1$ . Com no tenim torsió ni flexió, ni axial, l'esforç predominant és el tallant i la seva  $Kc=0,577$ . També cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $Kd=1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar, en aquest cas és del 99% i té un valor de  $Ke=0,814$ . En el punt de canvi de diàmetre de 6 mm a 15 mm, tenim una entalla. Cal tenir en compte que no tenim arrodoniment, ja que en aquell punt encaixa la roda.. Hem de conèixer els valors respectius de q i Kt. El valor de la q equival a  $q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \approx 0,8$ . Segons

la taula de Norton [21] en torsió o tallant la Kt té un valor aproximat d'1,3. Per tant hem de conèixer el valor de la Kf.  $Kf = 1 + q(Kt - 1) = 1 + 0,8 * (1,3 - 1) = 1,24$

La tensió de ruptura de l'alumini 6061-T6.

[20] Segons assajos tècnics, l'alumini 6061-T6 té una tensió de 275,79 MPa i una tensió de ruptura de 190 MPa.

$$\sigma f = \left(0,906 * 0,85 * 0,577 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1,204}\right) * 0,4 * 190 = 22,83 MPa$$

#### 0.2.1.1.13 Determinació del factor de seguretat o cicles de càrrega

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma a}{\sigma m} + \frac{\sigma f}{\sigma F}} = \frac{22,83}{\frac{2,356}{2,356} + \frac{22,83}{275,79}} = 21,08 \text{ MPa}$$

A continuació, trobem el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma eq^m} = \frac{21,08}{44,91} < 1$$

L'eix no té vida infinita. Es tracta d'un cas extrem, per l'aplicació de la càrrega del pes si que en tindria, però estem analitzant un salt i és el punt per on pot trencar el patí. A continuació, s'ha analitzat el nombre de salts que pot tenir. No obstant, abans haurem de trobar la resistència a 1000 cicles. La Ka a mil cicles és de 1, igual que la Kb i kf. Només tenim el Kc on predomina l'esforç tallant (Kc=0,577) i ke on disposem el valor de 0,814.

$$\sigma 10^3 = \left(1 * 1 * 0,577 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1}\right) * 0,7 * 190 = 62,46 \text{ MPa}$$

Primerament hem de trobar el número de cicles:

$$\begin{aligned} \log(\sigma n) &= \frac{-1}{3} * \log\left(\frac{\sigma 10^3}{\sigma F}\right) * \log(N) + \log\left[\frac{(\sigma 10^3)^2}{\sigma F}\right] = \log(44,91) \\ &= \frac{-1}{3} * \log\left(\frac{62,46}{22,83}\right) * \log(N) + \log\left[\frac{(62,46)^2}{22,83}\right] \end{aligned}$$

A continuació, aïllem el número de cicles:

$$\log(N) = \frac{-0,58035}{-0,14569} = 3,98322$$

$$N = 10^{3,98322} = 9621 \text{ cicles}$$

Per tant, aguantaria uns 9620 cicles. No obstant, es tracta d'un cas extrem. Si per exemple, saltéssim quinze cops per entrenament. Suposem que un jugador entrena 4 cops per setmana i 1 partit per setmana. Per tant, per setmana, tindríem aquest cas 75 vegades. Si es jugués 52 setmanes a l'any, tindríem 3900 cicles per temporada. El patí podria aguantar unes dues temporades i mitja, que acostuma a ser valors habituals a la pràctica, depenent dels valors

#### 4. Secció D

##### 0.2.1.1.14 Sol·licitació de la secció crítica i factor de seguretat corresponent

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega de pols, ja que es tracta de salts al llarg d'un partit, i per tant, no és un cas on la càrrega sigui constant al llarg d'un cert període.

Primer de tot, s'aporta un recopilatori dels esforços presents

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)
D	55 mm	Ø 15 mm	15,86	447,85

Taula 32: Valors recopilatoris de la secció central de l'eix

A continuació, hem de trobar els valors de les sol·licitacions:  $\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{4}{3} * \frac{447,85}{\pi * \frac{15^2}{4}} = 3,37 \text{ MPa}$

Per tal de trobar la tensió de flexió:

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{15,86 * (\frac{0,015}{2})}{\frac{(\pi) * (0,015)^3}{64}} = 0,7179 \text{ MPa}$$

A continuació, aconseguim les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\begin{aligned} \sigma_{1,2} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{0,7179}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0,7179}{2}\right)^2 + 3,37^2} \\ &= (0,3589 \pm 3,389) \text{ MPa} \end{aligned}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 3,75 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = -3,03 \text{ MPa}$

Cal recordar que ens trobem en un cas de cicle de càrrega de pols, per tant hem de trobar la tensió equivalent de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sqrt{3,747^2 + 3,03^2 - (-3,03 * 3,747)} = 5,8799 \text{ MPa}$$

Llavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com en la mitjana 5,8799 MPa**.

[19] Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt apliquem les fórmules proporcionades pel Sighley. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un alumini ISO 6061 T6 amb un mòdul elàstic de 70 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{5,8799}{70000} = 0,000083 = 8,3 * 10^{-5} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu * \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 * \frac{5,8799}{70000} = -0,33 * 0,000083 = -0,0000027 = -2,7 * 10^{-6} [-]$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'ha aplicat el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió. No disposem de deflexió de gir, ja que no tenim component de torsió.

$$\delta = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2 l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2 l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,0725} \frac{M^2}{2EI} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} \right) = 1,3 * 10^{-5} m$$

Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, C=1,2.

#### 0.2.1.1.15 Trobar el valor de la resistència d'aquest punt

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma_f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un acabat de de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $K_a = a S_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, busquem el valor de la  $k_b$ , que és el factor de mida. Per altra banda, hem de buscar el valor de la  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines, el valor per un diàmetre de 15 mm, equival a  $K_b = 0,93$ . L'esforç predominant és el tallant i la seva  $k_c = 0,577$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $k_d = 1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar, en aquest cas és del 99% i té un valor de  $k_e = 0,814$ . No tenim entalla. La tensió de ruptura de l'alumini 6061-T6.

[20] Segons assajos tècnics, l'alumini 6061-T6 té una tensió de 275,79 MPa i una tensió de ruptura de 190 MPa.

$$\sigma_f = \left( 0,906 * 0,93 * 0,85 * 0,577 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1} \right) * 0,4 * 190 = 25,56 MPa$$

#### 0.2.1.1.16 Determinació del factor de seguretat o cicles de càrrega



Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma a}{\sigma m} + \frac{\sigma f}{\sigma F}} = \frac{25,56}{\frac{2,356}{2,356} + \frac{25,56}{275,79}} = 23,396 \text{ MPa}$$

A continuació, trobem el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma eq^m} = \frac{23,396}{5,8799} = 3,99$$

Tenim un factor de seguretat de gairebé 4, amb la qual cosa, en aquest punt tenim vida infinita i la secció crítica de l'eix és l'entalla entre el diàmetre de 6 mm i el de 15 mm (secció B).

## 0.2.2. Model del nou disseny

### 5. Selecció dels nous materials

#### 0.2.2.1.2 Platina

[21] El material haurà de basar-se en les classificacions de cartes de seleccions de materials de: Mòdul de Young davant densitat, resistència davant densitat, ja que un dels principals objectius d'aquest projecte és millorar la resistència del patí i l'elasticitat, en el menor pes possible. El cost és negligible al tractar-se de patins d'alta competició.

En el cas de millorar el mòdul d'elasticitat, on es vol minimitzar el pes d'una placa rígida, la recta de càrrega (constant C), segons Ashley, té un valor de  $\frac{1}{\rho} \frac{E^{\frac{1}{3}}}{\rho} = C$ . Cal tenir en compte que ens regim per materials que tinguin un mòdul d'elasticitat d'almenys 50 GPa i una resistència a la fractura de com a mínim de 100 MPa. En el cas de millora de l'elasticitat amb la menor massa possible, segons Ashley, els materials més adequats són:

1. Fibres de carboni unidireccionals.
2. Bor
3. Diamants, SiC, SiAlON's ceràmics i vidres
4. Òxid de Beril·li, aliatge d'alumini,
5. Aliatge de Titani
6. Òxid de zirconi
7. Germani
8. Acer

9. Aliatge de zinc
10. Aliatge de níquel

En el cas de millorar la resistència, on es vol minimitzar el pes d'una placa rígida, la recta de càrrega (constant C) ha de tenir un valor de  $\frac{\sigma^2}{\rho} = C$ . Segons Ashley, els materials més adequats amb aquestes propietats són:

1. SiC, Diamant
2. Bor, nitrur de silici
3. SiALON's, compostos uniaxial, òxid d'alumini, òxid de magnesi
4. Beri-li
5. Ceràmica
6. Aliatge de Magnesi, Alumini d'alta tecnologia o titani
7. Aliatge d'alumini estàndard o acers
8. Material ceràmic

Per últim, en cas de dubte, ens basem amb el material més adequat per la tensió de fractura ( $K_{Ic}$ ) on es vol minimitzar el pes d'una placa rígida. La recta de càrrega (constant C) ha de tenir un valor de  $\frac{K_{Ic}^2}{\rho} = C$ . Hem de tenir un valor mínim de tensió a la fractura de  $5 \text{ Mpa}\sqrt{m}$ . Segons Ashley, els millors materials amb aquestes propietats són:

1. Fustes de pi o roure
2. Compostos de fibra de carboni unidireccional
3. Compostos de fibra de carboni laminats
4. Aliatge de magnesi i alumini
5. Aliatge de Titani
6. Aliatge de coure i acers

## CONCLUSIÓ

Les fibres unidireccionals, no es poden tenir en compte, ja que el nostre producte pateix càrregues per diverses direccions i a compressió. Conseqüentment, aquest tipus de material no té gaire resistència amb aquestes característiques. El diamant és un element de difícil obtenció, per tant no es pot usar per una estructura tant gran. Els materials ceràmics i els vidres no es poden usar, ja que són materials fràgils i es podrien trencar fàcilment. El següent component que apareix en les tres classificacions és l'aliatge d'alumini, ja que la fibra de carboni laminada no té el mòdul de Young mínim requerit. A continuació, hem d'analitzar quin aliatge pot ser el més adequat per alta competició. He analitzat dos aliatges d'alumini que normalment s'usen en estructures aeronàutiques o de bicicletes d'alta competició. En

aquest cas es tracta de l'aliatge 6061 i el 7075 (AlZnMgCu1,5 3.4365 en normativa DIN). L'aliatge 7075-T6 té un mòdul elàstic major (72 MPa davant de 69 MPa) i un límit elàstic (550 MPa davant de 275 MPa), amb el qual podem aconseguir una major vida útil però tenim una densitat de massa major (2810 kg/m<sup>3</sup> davant dels 2700 kg/m<sup>3</sup>). El problema d'aquest material, és que haurem té propietats de mecanització més desfavorables. [22]. Per poder processar degudament l'aliatge 7075, cal que tingui la condició T6. No obstant, té condicions de mecanització pitjors que l'altre alumini, amb la qual cosa el nostre disseny haurà de tenir una geometria minimalista, ja que a més a més, és més dens. La classificació és la següent:

Procés	Classificació
Soldabilitat	
Electró Beam	B
Gas Inert	D
Per resistència	B
Brazing	C
Maquinabilitat (T6)	
Tall de viruta	B
Brillantor de superfície mecanitzada	B
Resistència a la corrosió	
Agents atmosfèrics	C
Ambient marí	D
Anoditzat	
Protecció	B
Brillant	C
Dur	A

Taula 33: Propietats de l'alumini 7075 amb condició T6

#### 0.2.2.1.3 Eixos

En el cas de millorar el mòdul d'elasticitat, on es vol minimitzar el pes de l'eix (constant C) hem d'aconseguir el valor de la recta de càrrega. Per tal de trobar-lo, hem de conèixer que la massa equival a  $m = \rho V = \pi r^2 l \rho$  i per altra banda,  $F \leq \frac{F_{crit}}{Sf} = \frac{\pi^2 E I_0}{sf L^2} = \frac{\pi^2 E}{sf L^2} * \left(\frac{\pi r^4}{4}\right)$ . Si substituïm la massa i agrupem els paràmetres, segons els requeriments funcionals, geometria i propietats del material, obtenim un valor de  $m = 2 * (Sf * F)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{L^4}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{\rho}{E^2}\right)$ . Per tant, si volem minimitzar la massa tenim una recta de càrrega al gràfic amb un valor de  $m \downarrow = \left(\frac{\rho}{E^2}\right) \downarrow = \frac{1}{\rho} \uparrow$

Per tant, la recta de càrrega té un valor de  $\frac{E^{\frac{1}{2}}}{\rho} = C$ . Cal tenir en compte que ens basem en materials que tinguin un mòdul d'elasticitat d'almenys 50 GPa i una resistència a la fractura de com a mínim de 100 MPa. En el cas de millora de l'elasticitat amb la menor massa possible, segons Ashley, els materials més adequats són:

1. Fibres de carboni unidireccionals, B i diamants
2. SiC i SiAlON's
3. Òxid de Beril·li, alúmines, vidre
4. Aliatge d'alumini i titani
5. Acers

En el cas de millorar la resistència, on es vol minimitzar el pes d'un eix, primerament hem de conèixer la recta de càrrega (constant C). Per tal de trobar-la, hem de conèixer que la massa equival a  $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{\sigma_f}{Sf}$ . Si substituïm la massa i agrupem els paràmetres segons els requeriments funcionals, geomètrics i propietats del material, obtenim una equació de:  $m = (Sf * F) * L * \left(\frac{\rho}{\sigma_f}\right)$  on si volem minimitzar la massa  $m \downarrow = \left(\frac{\rho}{\sigma_f}\right) \downarrow = \left(\frac{\sigma_f}{\rho}\right) \uparrow$  i per tant, la recta de càrrega té un valor de  $\left(\frac{\sigma_f}{\rho}\right) = C$ . Segons Ashley, els materials més adequats amb aquestes propietats són:

1. SiC, Diamant, alúmina,..
2. Fibres de carboni unidireccional i vidres
3. Fibres de carboni laminars i ceràmiques
4. Aliatge de Titani i acers d'alta resistència
5. Aliatge d'alumini, fustes (faig, roure, pi en la direcció de la fibra) o acers

En aquest cas no tenim en compte la tensió a la fractura ja que no és tan necessària

## CONCLUSIÓ

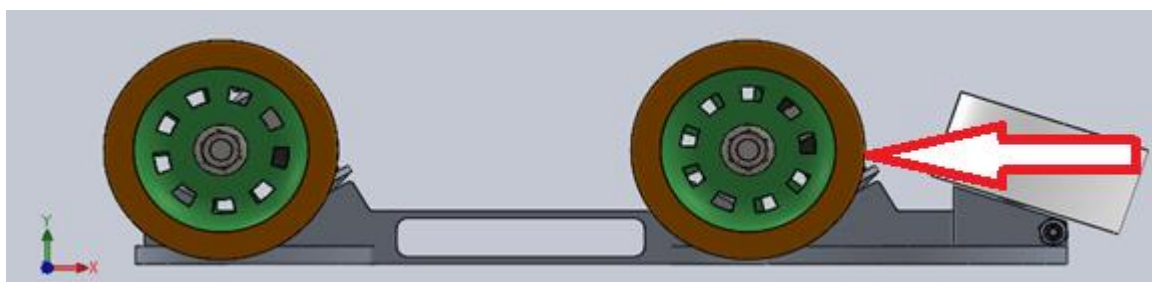
El diamant no l'usarem ja que és un material de difícil obtenció, i l'alúmina és perillós per l'ús humà. Les fibres de carboni unidireccionals no funcionen degudament amb les característiques d'ús de joc, ja que les càrregues tenen diferents direccions. El següent material que surt a la llista, serà el titani, que serà l'escollit. També cal dir que és més dens que l'alumini, per tant haurem de reduir l'àrea i comprovar que compleixi la normativa. El tipus escollit serà el titani Ti-6Al-4V amb solució tractada i envellida.

## 6. Comprovació de la normativa

A continuació, es descriu el procediment dels assajos que realitzem per tal de veure si el patí, funciona degudament segons la normativa descrita en l'annex A1.

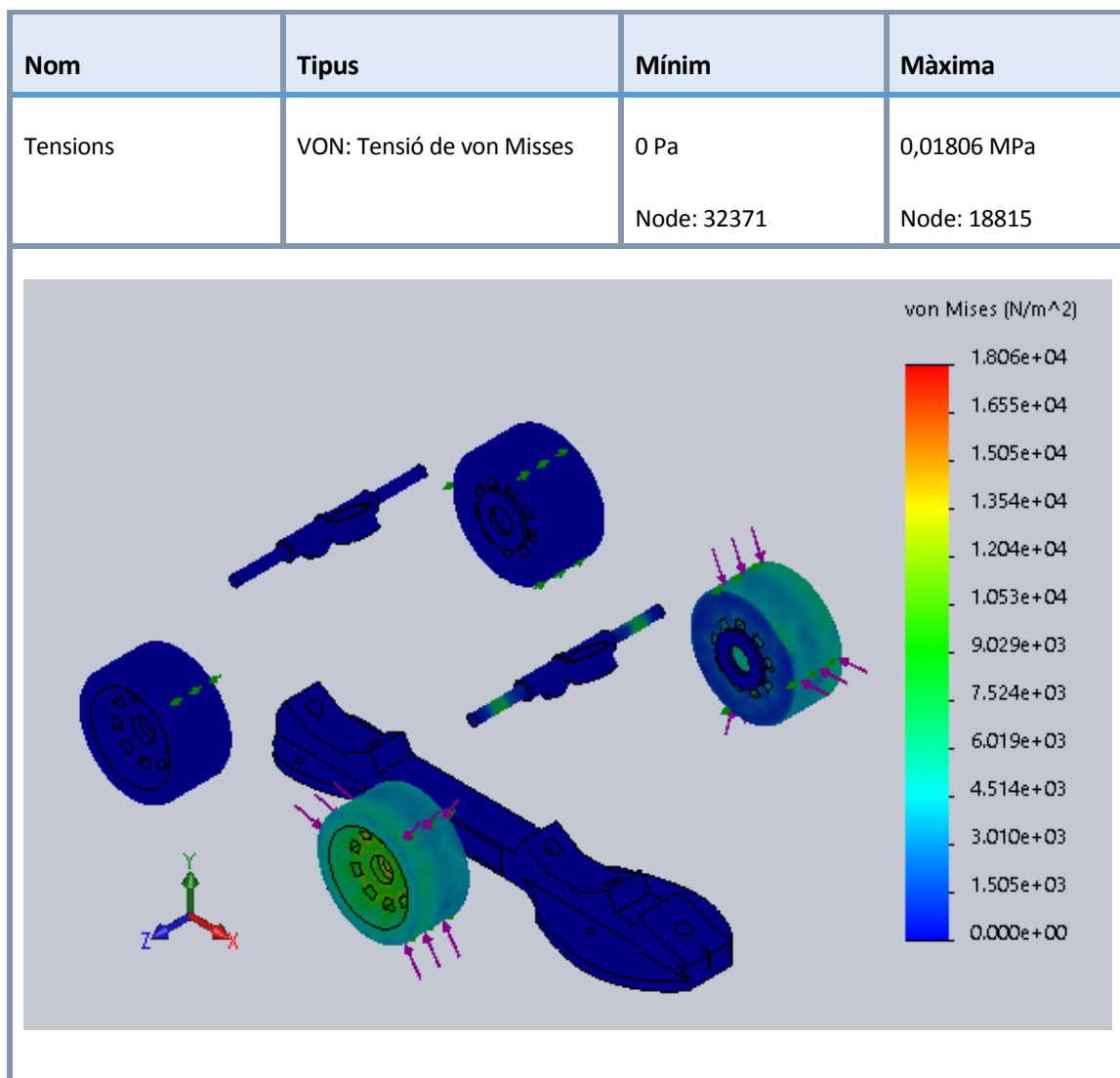
### 0.2.2.1.4 Impacte frontal contra les rodes

Suposem que l'impacte és degut a un xoc amb la superfície 0,5 s després de començar a accelerar el patí. Coneixem que, segons la normativa, hem de tenir una energia de 90 J a una velocitat de 3,9 m/s (agafem el pitjor cas). Per tant, la potència equival a  $P = \frac{W}{t} = \frac{90}{0,5} = 180 \text{ J}$  i la força resultant té un valor de  $F = \frac{P}{v} = \frac{180}{3,9} = 46,15 \text{ N}$  en el moment d'impacte contra la vorera d'una altura de 60 mm. Com que tenim dues rodes que pateixen l'impacte del xoc, la força es distribueix en ambdós casos. En aquest cas només s'ha analitzat l'eix capdavanter, que es el que pateix l'impacte. Segons la normativa, la platina no té l'obligació de passar aquest requisit. En l'apartat de plànols es poden observar les cotes corresponents. La normativa estipula que l'assaig només ha de resistir un impacte, amb la qual cosa no cal realitzar un estudi analític de fatiga. En la següent il·lustració es pot observar on es troba localitzada la força:



Il·lustració 17: Localització de la força resultant

La força que té un valor de 23,075 N. Pel que fa a l'eix central es troba a 30 cm del punt central en la direcció X. De la direcció Y es troba a 0 m. En aquest cas, únicament s'ha analitzat una simulació d'anàlisi estàtic, per tal de no repetir procediments amb el cas que s'estudiarà en l'apartat de cas estàtic del nou model, on es s'ha portat a l'extrem el nostre prototip. El mallat té 3,63 mm i un a/b d'1,5.



Taula 34: Vista isomètrica dels valors de la tensió en MPa

La normativa estipula, que l'assaig és a cicle zero, és a dir, només es repeteix un cop el procés. Per tant, el nostre punt crític, que es troba en la unió de les rodes capdavanteres i l'eix té una tensió màxima de 0,01806 MPa. La tensió de ruptura del titani, és de 896 MPa. Conseqüentment, la prova és satisfactòria.

Cal tenir en compte, que és un procés basat en el mètode d'elements finits, i el resultat donat és aproximat. No obstant, crec que és prou simbòlic el resultat i és significativament menor que la tensió de ruptura. Per tant, complim la normativa d'impacte frontal sobre les rodes. Al només tenir un cicle de càrrega i la difícil simplificació del model, al tenir peces que no són de l'abast i diferents materials, en aquest cas no es realitzarà un estudi analític.

#### 0.2.2.1.5 Assaig de resistència

En aquest apartat s'ha tractat de comprovar si es compleixen els requisits de la normativa UNE-EN 13899:2003. Anteriorment, hem demostrat que l'impacte frontal sobre les rodes té un resultat satisfactori. Amb la qual cosa, si complim aquest apartat, els nostres eixos respectaran la normativa vigent de la classificació d'Assajos I. Segons la normativa, hem de girar amb una velocitat de gir de 0,5 m/s. El radi del tambor és de 350 mm i el pes és de 60 kg. El temps d'assaig és de 3h. Primer de tot, hem de trobar el valor de la força que és el següent:  $F = m * \frac{v}{r^2} = 60 * \frac{0,5}{0,35^2} = 244,89N$ . S'hauria d'aplicar al centre de gravetat de la platina, que té un valor de (122'68,7'5,-12,48) mm en l'eix XYZ. Per simplificar el càlcul s'ha aplicat el CG al punt central de cada eix, respecte la platina, és a dir (123'75, 7'5, 12,5) mm, en el mateix eix XYZ. En aquest cas es valora tant el model analític com de CAE. Tant es troba la vida útil de la platina com de l'eix. La platina es simplifica com un model on tenim un rectangle de dimensions de (247'5,15, 25) mm. El lloc de posició de l'eix també es simplifica a 72,5 mm el R1 del fre i a 222,5 mm R2 del fre. En l'apartat *Cotes del model* dins d'*Anàlisi estàtic del nou disseny*, es pot observar amb més detall el model simplificat emprat. Tanmateix per tal de simplificar el model, no hi ha àrees de elevació en el tambor.

#### 0.2.2.1.5.1 Cas analític

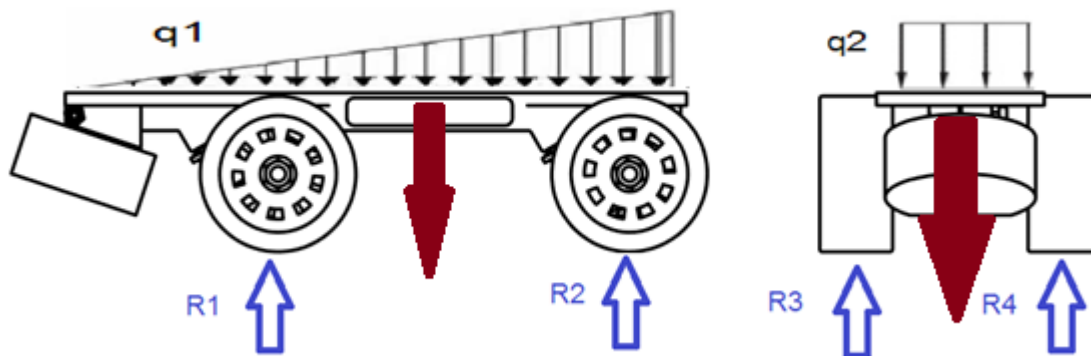
En aquest apartat, es resol el cas analític de l'assaig de resistència.

##### 0.2.2.1.5.1.2 Descripció de l'assaig

El CCC és simètric alternatiu, ja que el patí es troba girant sobre un tambor. S'ha analitzat els eixos i la platina, que són les peces que han de sotmetre's a prova. S'ha simplificat la geometria del disseny amb la il·lustració que s'aporta a continuació. El nostre cas a tractar té les següents característiques: el procés d'acabat general és de rectificat, a temperatura ambient (25°C), amb una confiabilitat estadística del 99%. No s'ha tingut en compte la força de fregament.

##### 0.2.2.1.5.1.3 Anàlisi de forces del conjunt

En la següent Il·lustració 17, podem observar les forces presents en aquest anàlisi:



Il·lustració 18: Esquema de forces presents en aquest model (XY-esquerre, YZ-dreta)

En la foto de l'esquerre l'eix corresponent és ( $X=\leftarrow, Y=\downarrow$ ) i en la de la dreta ( $Y=\downarrow, Z=\leftarrow$ )

Per tal de trobar les corresponents  $q1$  i  $q2$ , hem d'aplicar les següents fórmules:

$$q1 = \frac{\frac{m}{2} * g}{l1} = \frac{\frac{60}{2} * 9,81}{0,2475} = 1189,09 \frac{N}{m} = 1,18 \frac{kN}{m}$$

$$q2 = \frac{\frac{m}{2} * g}{l2} = \frac{\frac{60}{2} * 9,81}{0,025} = 11772 \frac{N}{m} = 11,77 \frac{kN}{m}$$

#### 0.2.2.1.5.1.4 Equilibri de forces

##### 0.2.2.1.5.1.4.1 Eix XY

A continuació, trobem els valors de les forces, a partir del següent sistema.

$$\sum Fx = 0$$

$$\begin{aligned} \sum Fy = 0 \rightarrow \frac{1}{2} q1 * l + F1 &= 2 * R1 + 2 * R2 = 0,5 * 1189,36 * 0,2475 + 244,89 \\ &\rightarrow 2R1 + 2R2 = 392,0733 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum Mo = 0 \rightarrow \frac{1}{2} q1 * l * \frac{2}{3} * l + F1 * \frac{l}{2} &= 2R1 * 0,0725 + 2R2 * 0,225 \\ &= 0,5 * \frac{2}{3} * 1189,36 * 0,2475^2 + 244,89 * \frac{0,2475}{2} \rightarrow 54,59 \\ &= 0,145 * R1 + 0,45 * R2 \end{aligned}$$



Per últim, aconseguim els valors de les reaccions corresponents:  $R_1=110,25 \text{ N } \uparrow$ ,  $R_2=85,78 \text{ N } \uparrow$ , per cada roda.

#### 0.2.2.1.5.1.4.2 Eix YZ

Repetim el procés en l'altre eix:

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow q_2 * l + F_1 = 2R_3 + 2R_4 = 0,025 * 11772 + 244,89 \rightarrow 2R_3 + 2R_4 = 539,19$$

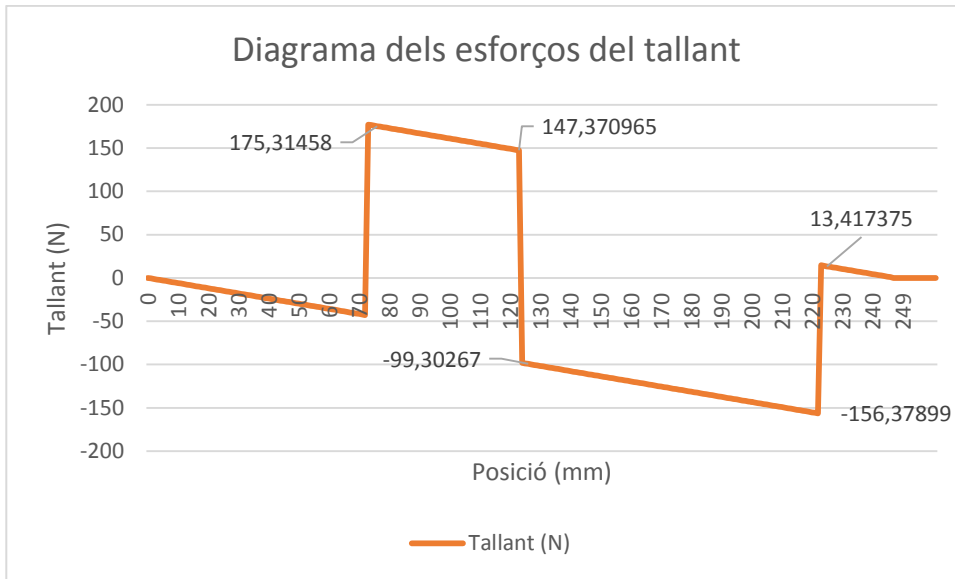
$$\sum M_o = 0 \rightarrow q_2 * 0,055 * 0,025 + F_1 * 0,055 = 2 * R_3 * 0,015 + 2 * R_4 * 0,095 = 29,655$$

Per últim, si resollem el sistema lineal trobarem els valors de les reaccions corresponents:  $R_3=134,79 \text{ N } \uparrow$ ,  $R_4= 134,79 \text{ N } \uparrow$ . El resultat és coherent ja que és un model simètric i els valors de les reaccions han de ser iguals.

#### 0.2.2.1.5.1.3 Diagrames de sòlid lliure del conjunt

##### 0.2.2.1.5.1.3.1 Eix XY

En aquest eix observem els corresponents diagrames de sòlid lliure, per tal d'analitzar el comportament estàtic.



Gràfic 9: Diagrama d'esforços tallants (N) respecte la posició (mm) – NOTA: Valors positius (↑↓), valors negatius (↓↑)

### Tallant

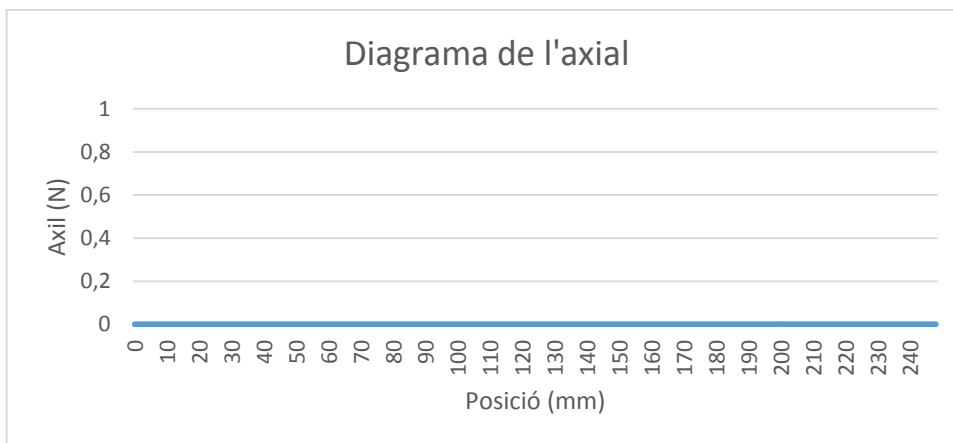
$$f(X = 0 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 72,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x$$

$$f(X > 72,5 \text{ mm}, X < 123,75 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2 * R1$$

$$f(X > 123,75 \text{ mm}, X < 222,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2R1 - F1$$

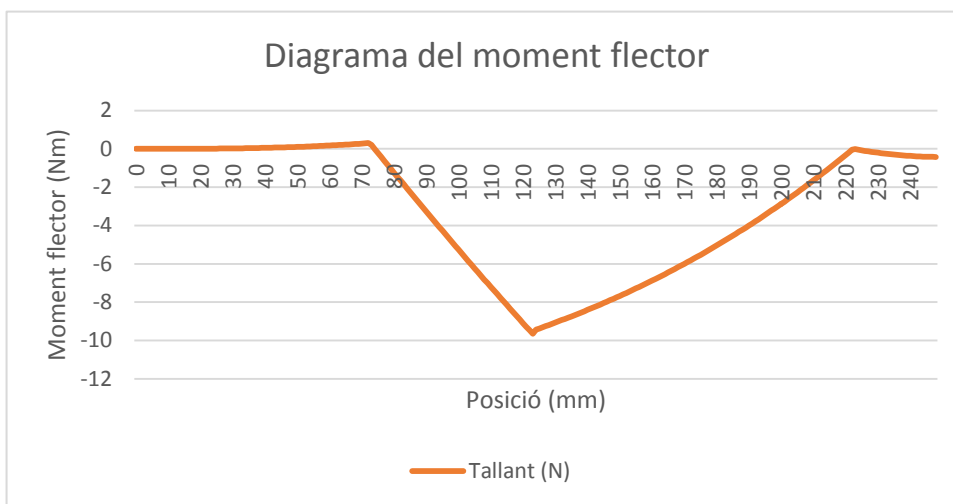
$$f(X > 222,5 \text{ mm}, X < 247,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2 * R1 - F1 + 2 * R2$$



Gràfic 10: Diagrama de l'esforç axial. Al no tenir components de força en l'eix X no tenim esforç axial

### Axial

$$f(X > 0, X > 247,5 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 11: Diagrama del moment flector respecte la posició (mm). NOTA: Valors positius (↓□↓), valors negatius (↑□↑)

### Moment flector

$$f(X = 0 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 72,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3$$

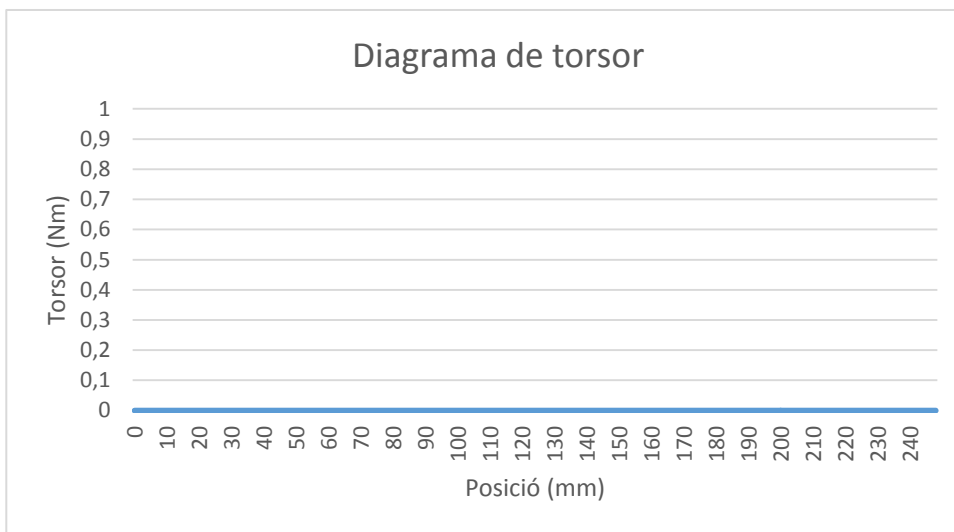
$$f(X > 72,5 \text{ mm}, X > 123,75 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2 * R1 * (x - 0,0725)$$

$$f(X > 123,75 \text{ mm}, X > 222,50 \text{ mm})$$

$$= -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2R1 * (x - 0,0725) - F1(x - 0,12375)$$

$$f(X > 222,50 \text{ mm}, X > 247,5 \text{ mm})$$

$$= -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2R1 * (x - 0,0725) - F1(x - 0,12375) + 2 * R2 * (x - 0,2225)$$



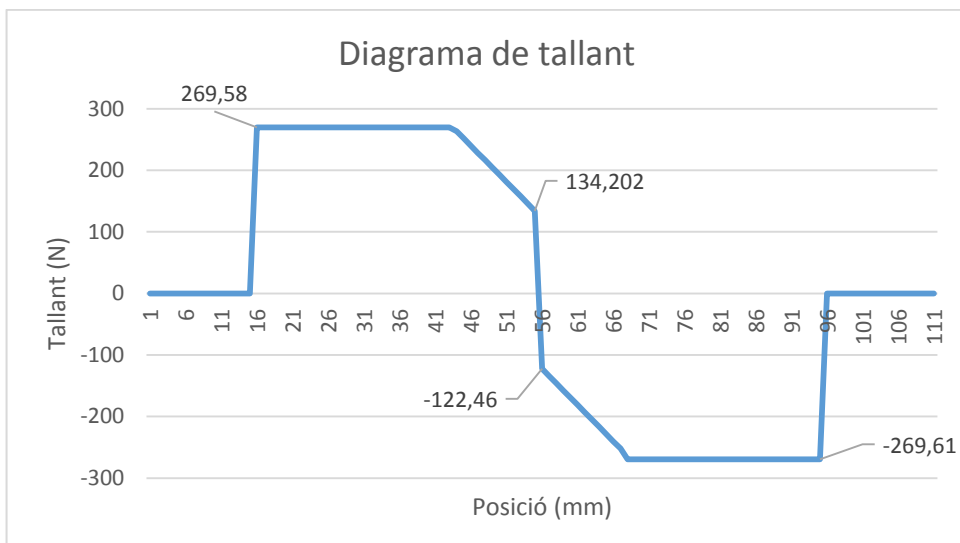
Gràfic 12: Diagrama del moment flector respecte la posició (mm)

### Torsió

$$f(X > 0, X > 247,5 \text{ mm}) = 0$$

#### 0.2.2.1.5.1.3.2 Eix YZ

En aquest eix observem els corresponents diagrames de sòlid lliure, per tal d'analitzar el comportament estàtic.



Gràfic 13: Diagrama del tallant respecte la posició (mm) – NOTA: Valors positius (↑↓), valors negatius (↓↑)

### Tallant

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 15 \text{ mm}) = 0$$

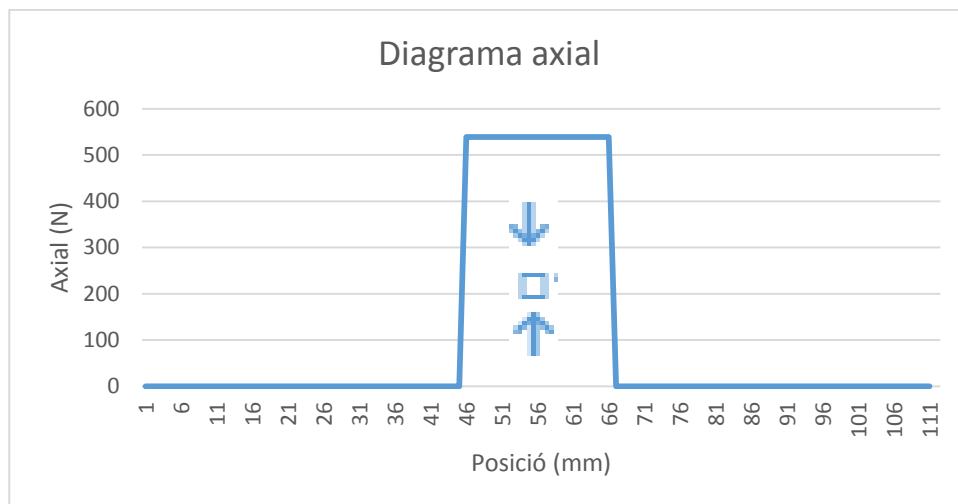
$$f(X > 15 \text{ mm}, X < 42,5 \text{ mm}) = 2 * R3$$

$$f(X > 42,5 \text{ mm}, X < 55 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * (x - 0,0425)$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, X < 67,5 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * (x - 0,0425) - F1$$

$$f(X > 67,5 \text{ mm}, X < 95 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * 0,025 - F1$$

$$f(X > 95 \text{ mm}, X < 110 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * 0,025 - F1 + 2 * R4$$



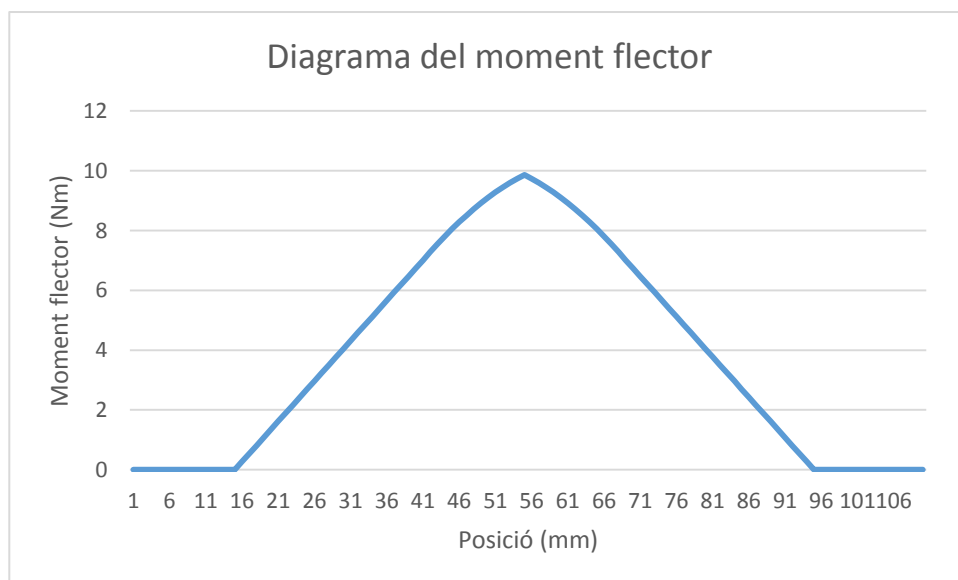
Gràfic 14: Diagrama de l'axial tenim tallant en la part central del nervi de l'eix.

### Axial

$$f(X > 0 \text{ mm}, x < 45 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 45 \text{ mm}, x < 55 \text{ mm}) = 2R3 + 2R4$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, x < 110 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 15: Diagrama del moment flector respecte de la posició (mm). (↓□↓), valors negatius (↑□↑)

### Moment flector

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 15 \text{ mm}) = 0$$

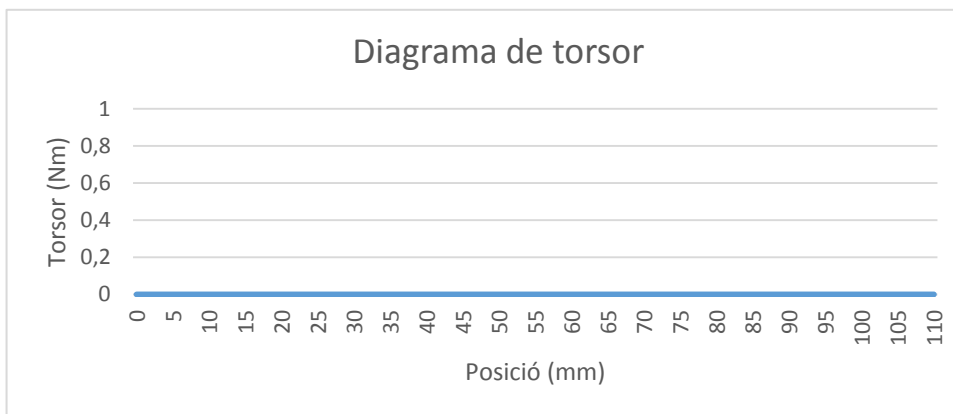
$$f(X > 15 \text{ mm}, X < 42,5 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015)$$

$$f(X > 42,5 \text{ mm}, X < 55 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * \frac{(x - 0,0425)^2}{2}$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, X < 67,5 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * \frac{(x - 0,0425)^2}{2} - F1 * (x - 0,055)$$

$$\begin{aligned} f(X > 67,5 \text{ mm}, X < 95 \text{ mm}) \\ = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * 0,025 * (x - 0,055) - F1(x - 0,055) \end{aligned}$$

$$f(X > 95 \text{ mm}, X < 110 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 16: Diagrama de torsió. No tenim esforç a torsió.

### Torsió

$$f(X > 0, X < 110 \text{ mm}) = 0$$

## 0.2.2.1.5.1.4 Anàlisis de la secció crítica de la platina

## 0.2.2.1.5.1.4.1 Anàlisis de les diferents característiques

En l'eix XY, tenim les diferents sol·licitacions a analitzar:

Punt	Direcció en eix X des del tac	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Kf
A	0 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	1
B	72,5 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	177,40	≈1
C	123,75 mm	247,5x15-(7x51,25) <sup>1</sup> mm <sup>2</sup> (alumini)	9,78	146,93	1
D	222,5 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	-156,68	≈1
E	247,5 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	1

Taula 35: Diferents propietats a analitzar (No hi ha torsió, ni axial)

En l'eix YZ, tenim les diferents propietats a analitzar

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Axial (N)
A	0 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	0
B	15 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	269,58	0
C	42,5 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	7,41	269,58	0
D	55 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	9,87	134,02	539,16
E	67,5 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	7,41	-269,58	0

<sup>1</sup> Valors simplificats



F	95 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	-269,58	0
G	110 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	0

Taula 36: Diferents propietats a analitzar (No hi ha ni torsió ni factors d'entalla)

Per tal d'analitzar els valors de la  $K_f$ , ens hem basat en el document *Factores de concentraciones de tensiones* d'apunts de l'assignatura de Disseny de màquines. Com ens trobem en la corba C, al trobar-nos en flexió, el factor  $K_t$  és negligit. No considerem el factor de  $K_f$ , al ser pròxim a 1.

#### 0.2.2.1.5.1.4.2 Discussió de la secció crítica

Primer de tot, es discuteix la secció crítica de l'eix XY de la platina. Tant A, com E, són descartats com a potencial secció crítica al no tenir cap tipus de sol·licitació. Si comparem B respecte D, observem com B pateix més esforç de tallant que D, i per tant descartem D, com a potencial secció crítica. Demostrem, que l'eix capdavanter pateix més esforç que el que està més allunyat del tac de fre. Per últim, si comparem B respecte C, es pot observar com C té una àrea menor que B i C té un major moment flector. No obstant, B té un esforç de tallant major que C, però en presència de flexió es pot considerar negligible.

A continuació, es discuteixen les possibles seccions crítiques en l'altre eix YZ en la platina. Tant A com G, són descartades al no tenir cap tipus de sol·licitació. Més tard, podem ometre la secció B, com a crítica ja que té el mateix tallant que C, però no pateix flexió en comparació amb B. Com a conseqüència de descartar la secció B, com la secció F té un comportament simètric, també és descartada. Per últim, comparem les seccions C i E (tenen la mateixa secció i sol·licitació- d'ara endavant se li anomenarà secció C) respecte D. Aquesta última secció, té un esforç d'axial que C no pateix, una flexió major i encara que pateix un esforç tallant menor, es negligeix aquest apartat, ja que en presència de flexió no es té en compte el tallant, ja que aporta una sol·licitació molt menor que la flexió. Per tant, la secció crítica de l'eix YZ de la platina és D.

#### 0.2.2.1.5.1.4.3 Sol·licitació de la secció crítica

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Secció	Dimensions	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axial (N)
C	247,5x15-(7x51,25) <sup>1</sup> mm <sup>2</sup> (alumini)	9,78	146,93	0
E	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	9,87	134,02	539,16

Taula 37: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, trobem els valors de les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{146,94}{247,5 \times 15 - (7 \times 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{134,02}{25 * 15} = 0,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{9,87 * (0,015/2)}{\frac{(0,2475) * (0,015)^3}{12}} + \frac{9,78 * (0,015/2)}{\frac{(0,025) * (0,015)^3}{12}} = 1,063 + 10,43$$

$$= 11,493 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} = \frac{539,16}{25 * 15} = 1,43 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim els valors de les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{11,43 + 1,43}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{11,43 - 1,43}{2}\right)^2 + 0,65^2}$$

$$= (6,43 \pm 5,04) \text{ MPa}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 11,47 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = 1,39 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC simètric, hem de trobar la tensió d'amplitud i la mitjana:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\grave{a}x} - \sigma_{m\grave{i}n}}{2} = \frac{11,47 - (1,39)}{2} = 5,04 \text{ MPa}$$

<sup>1</sup> Valors simplificats

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{11,47 + (1,39)}{2} = 6,43 \text{ MPa}$$

#### 0.2.2.1.5.1.4.4 Determinació de la resistència de la platina

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma_f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un acabat general de rectificat. Segons el Shigley, s'ha aplicat la següent fórmula:  $K_a = a S_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, es busca el valor de la  $k_b$ , que és el factor de mida. Primerament, hem de trobar el valor del diàmetre equivalent que és  $0,808(b * h)^{0,5} = 49,92 \text{ mm}$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines,  $K_b = 0,80$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $K_c=1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $K_d=1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar, en aquest cas és del 99% i té un valor de  $K_e=0,814$ . No tenim entalla. La tensió de ruptura de l'alumini 7075-T6.

[22] Segons assajos tècnics, té una tensió de 505 MPa i una tensió de ruptura de 300 MPa.

$$\sigma_f = \left( 0,906 * 0,80 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1} \right) * 0,4 * 300 = 70,79 \text{ MPa}$$

#### 0.2.2.1.5.1.4.5 Determinació del factor de seguretat de la platina

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{70,79}{\frac{5,04}{6,43} + \frac{70,79}{505}} = 76,61 \text{ MPa}$$

A continuació, trobem el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eq^m}} = \frac{76,61}{6,43} = 11,91 [-]$$

El factor de seguretat és de 11,91, per tant la platina té vida il·limitada i el nostre sistema de direcció compleix l'assaig de resistència.

L'energia de deformació és la següent:

$$U_t = \frac{CV^2l}{2AG} + \frac{CV^2l}{2AG} + \int_0^{0,12375} \frac{M^2}{2EI} dx + \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx = 0,04 J$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'ha aplicat el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió. No disposem de deflexió de gir, ja que no tenim component de torsió.

$$\delta_{eixXY} = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,12375} \frac{M^2}{2EI} dx \right) = 2,64 * 10^{-2} mm$$

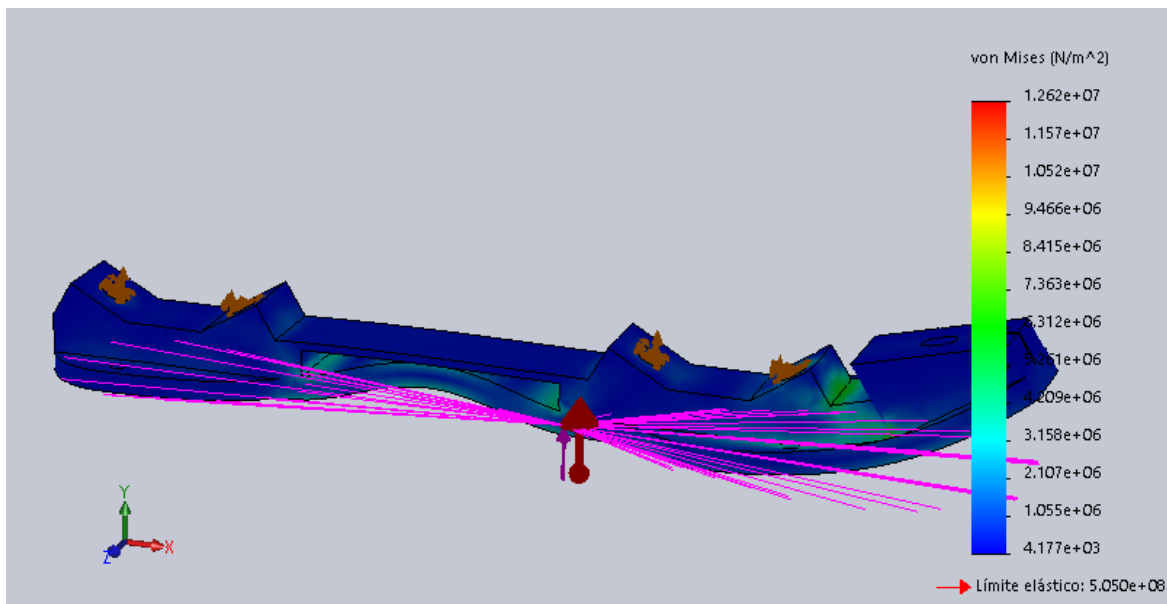
$$\delta_{eixYZ} = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx \right) = 1,089 * 10^{-2} mm$$

$$\delta_{total} = \sqrt{(2,64 * 10^{-2})^2 + (1,089 * 10^{-2})^2} = 1,96 * 10^{-3} mm$$

Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, C=1,2.

#### 0.2.2.1.5.1.4.6 Simulació de CAE de la platina

En la següent imatge podem observar una vista dimètrica on s'exposen les tensions del problema descrit de la platina. Podem validar com la tensió màxima té un valor molt semblant al descrit. Al ser un mètode aproximat, no hi ha valors exactes.



Il·lustració 19: Tensió de Von Misses de la nostra platina

#### 0.2.2.1.5.1.5 Anàlisi de la secció crítica de l'eix

## 0.2.2.1.5.1.5.1 Anàlisi de les diferents característiques

En l'eix XY, en l'apartat d'Anàlisi de la secció crítica de la platina, hem demostrat que l'eix que té una secció crítica més potencial es tracta del capdavanter (més proper al tac). Pel que fa a l'eix YZ, les propietats són les següents:

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Axial (N)
A	0 mm	Ø 6 mm	0	0	0
B	15 mm	Ø 6 mm	0	269,58	0
C	30 mm	Ø 15 mm	4,04	269,58	0
D	55 mm	Ø 15 mm	9,87	134,02	539,16
E	80 mm	Ø 15 mm	4,04	-269,58	0
F	95 mm	Ø 6 mm	0	-269,58	0
G	110 mm	Ø 6 mm	0	0	0

Taula 38: Propietats de cada àrea de l'eix que poden ser possibles seccions crítiques

## 0.2.2.1.5.1.6 Discussió de la secció crítica de l'eix

A continuació, es discuteixen les possibles seccions crítiques en l'altre eix YZ en la platina. Tant A com G, són descartades al no tenir cap tipus de sol·licitació. Més tard, podem ometre la secció B, com a crítica ja que té el mateix tallant que C, però no pateix flexió. Tot i tenir un diàmetre diferent es negligeix el tallant i per tant es descarta com secció crítica.

Com a conseqüència de descartar la secció B, com la secció F té un comportament simètric, també és omesa. Per últim, comparem les seccions C i E (tenen la mateixa secció i sol·licitació- d'ara endavant se li anomenarà secció C) respecte D. Aquesta última secció, té un esforç d'axial que C no pateix, una flexió major i encara que pateix un esforç tallant menor, aquest es negligeix, ja que en presència de flexió no es té en compte el tallant ja que aporta una sol·licitació molt menor que la flexió. Per tant, la secció crítica de l'eix YZ de la platina és D.

## 0.2.2.1.5.1.6.1 Sol·licitació de la secció crítica

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot, s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Secció	Dimensions (Àrea)	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axil (N)
C	247,5x15-(7x51,25) mm <sup>2</sup> (alumini)	9,78	146,93	0
E	Ø 15 mm <sup>2</sup>	9,87	134,02	539,16

Taula 39: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, trobem les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{146,94}{247,5 * 15 - (7 * 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{134,02}{2\pi * 15} = 1,95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{9,87 * (0,015/2)}{\pi * \frac{0,015^4}{64}} + \frac{9,78 * (0,015/2)}{\frac{(0,025) * (0,015)^3}{12}} = 40,22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} = \frac{539,16}{\pi * 15^2} = 0,76 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{40,22 + 0,76}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{40,22 - 0,76}{2}\right)^2 + 1,95^2}$$

$$= (20,49 \pm 19,82) \text{ MPa}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 40,31 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = 0,67 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC simètric, hem de trobar la tensió d'amplitud i la mitjana:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\grave{a}x} - \sigma_{m\grave{i}n}}{2} = \frac{40,31 - (0,67)}{2} = 19,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\grave{a}x} + \sigma_{m\grave{i}n}}{2} = \frac{40,31 + (0,67)}{2} = 20,49 \text{ MPa}$$

#### 0.2.2.1.5.1.6.2 Determinació de la resistència de la platina

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un acabat general de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $K_a = a S_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, busquem el valor de la  $k_b$ , que és el factor de mida. Primerament, coneixem que el diàmetre és de 6 mm. Per tant, hem de trobar el valor del factor  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines  $K_b = 1$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $K_c = 1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $K_d = 1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar, en aquest cas és del 99% i té un valor de  $K_e = 0,814$ . No tenim entalla. La tensió de ruptura de l'aliatge de titani Ti-6Al-4V.

[23] Segons assajos tècnics, té una tensió de 896 MPa i una tensió de ruptura de 510 MPa.

$$\sigma f = \left( 0,906 * 1 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1} \right) * 0,7 * 510 = 263,28 \text{ MPa}$$

#### 0.2.2.1.5.1.6.3 Determinació del factor de seguretat de la platina

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma f}{\sigma_F}} = \frac{263,28}{\frac{19,82}{20,49} + \frac{263,28}{510}} = 177,46 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma_{eq}^m} = \frac{177,46}{20,49} = 8,66 [-]$$

El factor de seguretat és de 8,66 (major que 1), per tant la platina té vida il·limitada i el nostre sistema de direcció complirà l'assaig de resistència.

L'energia de deformació és la següent:

$$U_t = \frac{CV^2 l}{2AG} + \frac{CV^2 l}{2AG} + \int_0^{0,12375} \frac{M^2}{2EI} dx + \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} dx = 7,89 * 10^{-5} \text{ J}$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'ha aplicat el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió. No tenim deflexió de gir, ja que no disposem de component de torsió.

$$\delta eixXY = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2 l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,0725} \frac{M^2}{2EI} \right) = 1,39 * 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\delta eixYZ = \frac{\partial}{\partial F} \left( \frac{CV^2 l}{2AG} \right) + \frac{\partial}{\partial F} \left( \int_0^{0,055} \frac{M^2}{2EI} \right) = 1,96 * 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\delta_{total} = \sqrt{((1,39 * 10^{-4})^2 + (1,96 * 10^{-3})^2)} = 1,96 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, C=1,2.

#### 0.2.2.1.5.2 Determinació de la vida útil de la unió eix-platina

##### 0.2.2.1.5.2.2 Sol·licitació de la secció crítica

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot, s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Secció	Dimensions (Àrea)	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axil (N)
C	247,5x15-(7x51,25) mm <sup>2</sup> (alumini)	9,78	146,93	0
E	Ø 9 mm <sup>2</sup>	9,87	134,02	539,16

Taula 40: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, trobem les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{146,94}{247,5 * 15 - (7 * 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{134,02}{2\pi * 9} = 3,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{9,87 * (0,009/2)}{\pi * \frac{0,009^4}{64}} + \frac{9,78 * (0,015/2)}{\frac{(0,2475) * (0,015)^3}{12}} = 138,96 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} = \frac{539,16}{\pi * 9^2} = 2,11 \text{ MPa}$$

Per altra banda, obtenim les tensions principals del cicle de Mohr:



$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{138,96 + 2,11}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{138,96 - 2,11}{2}\right)^2 + 3,21^2}$$

$$= (70,535 \pm 68,5) \text{ MPa}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 139,03 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = 2,035 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC simètric, hem de trobar la tensió d'amplitud i la mitjana:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{139,03 - (2,035)}{2} = 68,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{139,03 + (2,035)}{2} = 70,7535 \text{ MPa}$$

#### 0.2.2.1.5.2.3 Determinació de la resistència de la unió

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma_f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un procés general d'acabat de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $K_a = a S_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, busquem el valor de la  $k_b$ , que és el factor de mida. Primerament, coneixem que el diàmetre és de 6 mm. Per tant, hem de trobar el valor del factor  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines  $K_b = 1$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $k_c = 1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $k_d = 1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar en aquest cas és del 99% i obté un valor de  $k_e = 0,814$ .

Tenim entalla. Coneixem que el nostre radi d'entalla és de 0 mm. Per tant, el valor de la sensibilitat té un valor de 0,83 (valor aproximat i adimensional). La  $k_t$  té un valor d'1,6. Per tal de conèixer el  $K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,8 * (1,6 - 1) = 1,48$

La tensió de ruptura de l'aliatge de titani Ti-6Al-4V.

[23] Segons assajos tècnics, té una tensió límit de tracció de 896 MPa i una tensió de ruptura de 510 MPa.

$$\sigma_f = \left( 0,906 * 1 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1,48} \right) * 0,7 * 510 = 177,89 \text{ MPa}$$

#### 0.2.2.1.5.2.4 Determinació del factor de seguretat de la unió platina-eix (la part de l'eix)

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma a}{\sigma m} + \frac{\sigma f}{\sigma F}} = \frac{177,89}{\frac{68,5}{70,75} + \frac{177,89}{510}} = 135,07 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim el factor de seguretat corresponent:

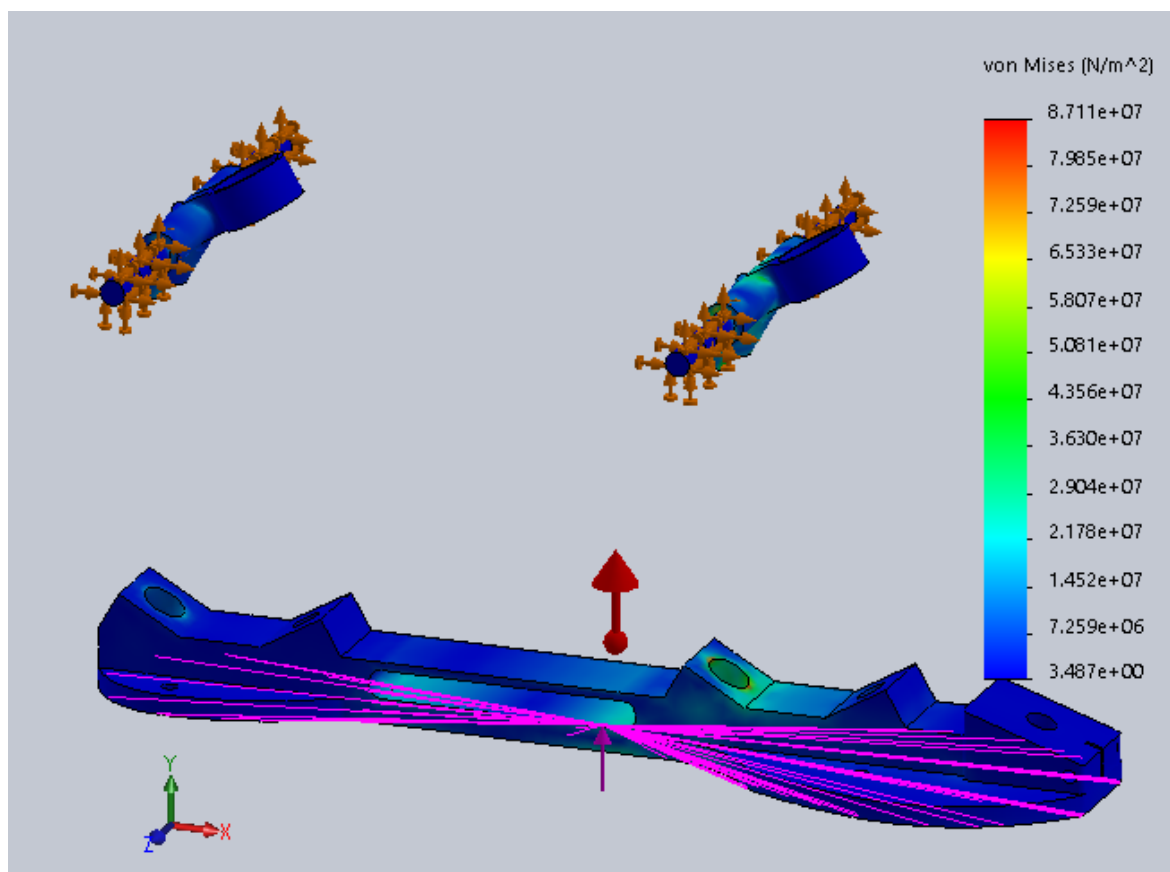
$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma eq^m} = \frac{135,07}{70,75} = 1,9 [-]$$

El factor de seguretat de la unió de l'eix és d'1,9. Per tant, tenim vida il·limitada però es tracta del punt crític del nostre patí en aquest assaig.

#### 0.2.2.1.5.3 Simulació del conjunt

En les següents imatges es mostren les tensions de Von Mises (MPa) en vista dimètrica del conjunt per tal de complir aquest assaig. En la il·lustració, es pot observar com els valors verds (es troben en l'eix) són pròxims a la tensió màxima que hem trobat de manera analítica. No obstant, la simulació dóna els valors màxims de tensió en la unió entre eix i platina, tal i com havíem previst, tot i que en aquest cas sí que difereixen una mica, però és degut a que la simulació segueix el mètode d'elements finits, amb la qual cosa el resultat és aproximat. També pot ser degut a que l'anàlisi està basat en un model simplificat on el nervi és perpendicular entre eix i platina. Tanmateix la diferència és de 70,75 MPa a 87,11 MPa. Cal recordar que el model simulat, tracta un model aproximat ja que està basat en el mètode d'elements finits, el qual no resulta del tot exacte.

Per tant, es compleix l'anàlisi.

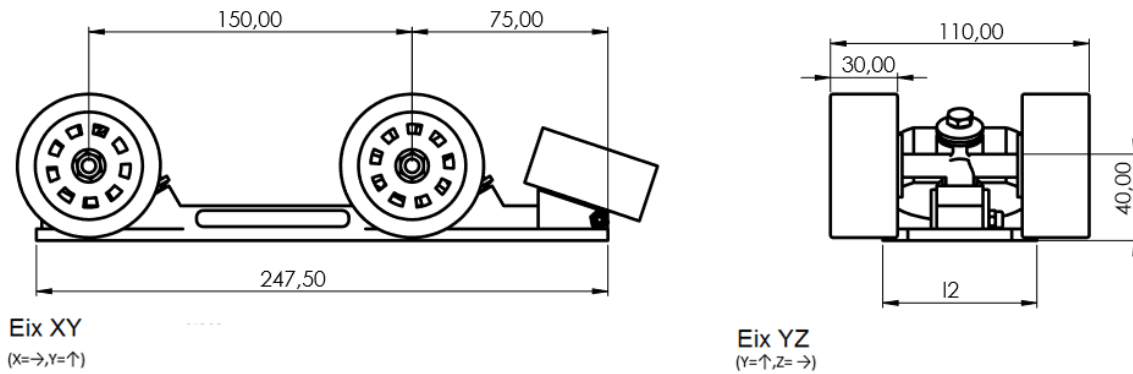


Il·lustració 20: Tensió de Von Mises (MPa). La malla té una mida de 3,77 mm i un a/b 1,5.

### 0.2.3. Anàlisi estàtic del nou disseny

#### 7. Cotes del model

En l'apartat de plànols, podem conèixer els valors de les cotes corresponents. No obstant, a continuació, es mostren les imatges del plànols corresponents de les cotes necessàries (Il·lustració 16). El model s'ha simplificat.



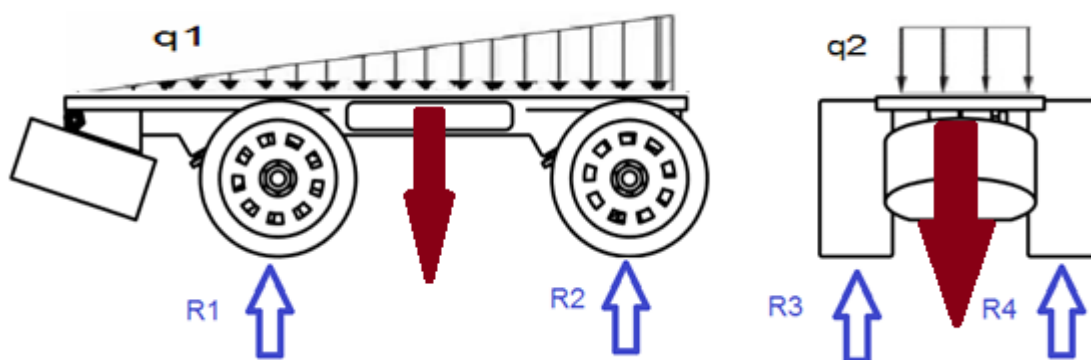
**Il·lustració 21:** Visió de les cotes necessàries per trobar les forces i fer els diagrames corresponents. A continuació s'especifica quines cotes es simplifiquen i el valor de l2.

En l'eix YZ, la distància entre l'extrem de les rodes i l'eix és de 30 mm. El punt d'aplicació es troba al mig (a una distància de 15 mm de l'extrem de l'eix). La distància l2 té un valor de 25 mm. Com estem buscant el cas més extrem, es suposa que la platina té unes dimensions de  $247,5 \times 25 \times 15 \text{ mm}^3$ , sense tenir en compte les unions als eixos, per tal de simplificar el disseny de la platina. Entre punts d'aplicació de les reaccions R3 i R4, hi ha una distància de 80 mm.

Per tal de simplificar el disseny, es considera que els nervis de l'eix s'adhereixen a la platina, com si estigués enroscat, perpendicularment a l'eix, i amb un diàmetre de 9 mm.

## 8. Anàlisi de forces

En la següent Il·lustració 16, podem observar les forces presents en aquest anàlisi:



**Il·lustració 22:** Esquema de forces presents en aquest model (XY-esquerre, YZ-dreta). De color roig, les forces en el seu punt d'aplicació

En la foto de l'esquerre l'eix corresponent és ( $X=\leftarrow, Y=\downarrow$ ) i en la de la dreta ( $Y=\downarrow, Z=\leftarrow$ )

Tal i com diu la normativa d'*Impacte de càrrega vertical*, el patí s'ha de llençar des d'una altura de 250 mm. Suposem que arriba al terra al llarg de 0,22 s. Si apliquem la fórmula d'impacte de caiguda lliure podem trobar el valor de l'acceleració:

$$a = \frac{x - x_0}{0,5 * t^2} = \frac{0,25}{0,5 * 0,22^2} = 10,33 \text{ m/s}^2$$

En primer lloc hem de trobar el valor de la força del salt que s'exerceix:

$$F1 = (m_{\text{patí}} + m_{\text{patinador}}) * a = \left(0,773 + \frac{150}{2}\right) * 10,33 = 782,73 \text{ N} = 0,782 \text{ kN}$$

A continuació, obtenim la posició on es troba el valor de la F1 que es trobarà en el centre de gravetat del model. Si no comptéssim el pes humà es trobaria a:

$$r_{cm} = \frac{\sum m_i * OA}{\sum m_i} = (105,34,22'77, -22.50) \text{ mm}$$

No obstant, per tal de simplificar el procediment es compta que el pes humà es localitza al mig de la placa en l'eix XYZ (123'75,0,0) mm). Per tal de trobar les corresponents q1 i q2, hem de saber que el pes s'ha de dividir entre els dos patins. Per tant, apliquem un pes de 75 kg.

$$q1 = \frac{\frac{m}{2} * g}{l1} = \frac{\frac{75}{2} * 9,81}{0,2475} = 1486,36 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 1,48 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$q2 = \frac{\frac{m}{2} * g}{l2} = \frac{\frac{75}{2} * 9,81}{0,025} = 14715 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 14,715 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

## 9. Equilibri de forces

### 0.2.3.1.2 Eix XY

A continuació, trobem els valors de les forces, a partir del següent sistema.

$$\sum F_x = 0$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 &\rightarrow \frac{1}{2} q1 * l + F1 = 2 * R1 + 2 * R2 = 0,5 * 1486,36 * 0,2475 + 782,73 \\ &\rightarrow 2R1 + 2R2 = 966,66 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_o = 0 &\rightarrow \frac{1}{2} q_1 * l * \frac{2}{3} * l + F_1 * \frac{l}{2} = 2R_1 * 0,0725 + 2R_2 * 0,225 \\
 &= 0,5 * \frac{2}{3} * 1486,36 * 0,2475^2 + 782,73 * \frac{0,2475}{2} \rightarrow 127,21 \\
 &= 0,145 * R_1 + 0,45 * R_2
 \end{aligned}$$

Per últim, trobem els valors de les reaccions corresponents:  $R_1=296,027 \text{ N } \uparrow$ ,  $R_2=187,302 \text{ N } \uparrow$ , per cada roda.

#### 0.2.3.1.3 Eix YZ

Repetim el procés en l'altre eix:

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow q_2 * l + F_1 = 2R_3 + 2R_4 = 0,025 * 14715 + 782,73 \rightarrow 2R_3 + 2R_4 = 1150,605$$

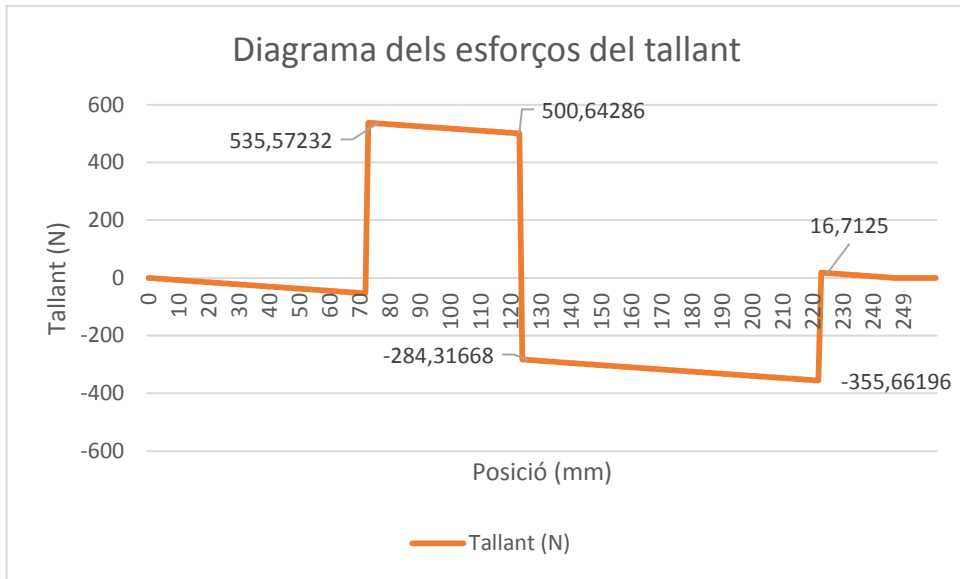
$$\sum M_o = 0 \rightarrow q_2 * 0,055 * 0,025 + F_1 * 0,055 = 2 * R_3 * 0,015 + 2 * R_4 * 0,095 = 63,283$$

Per últim, si resollem el sistema lineal trobem els valors de les reaccions corresponents:  $R_3=287,65 \text{ N } \uparrow$ ,  $R_4= 287,65 \text{ N } \uparrow$ . El resultat és coherent ja que és un model simètric i els valors de les reaccions han de ser iguals.

#### 0.2.3.1.4 Diagrames de sòlid lliure

##### 0.2.3.1.4.2 Eix XY

En aquest eix observem els corresponents diagrames de sòlid lliure, per tal d'analitzar el comportament estàtic.



Gràfic 17: Diagrama d'esforços tallants (N) respecte la posició (mm) – NOTA: Valors positius (↑↓), valors negatius (↓↑)

### Tallant

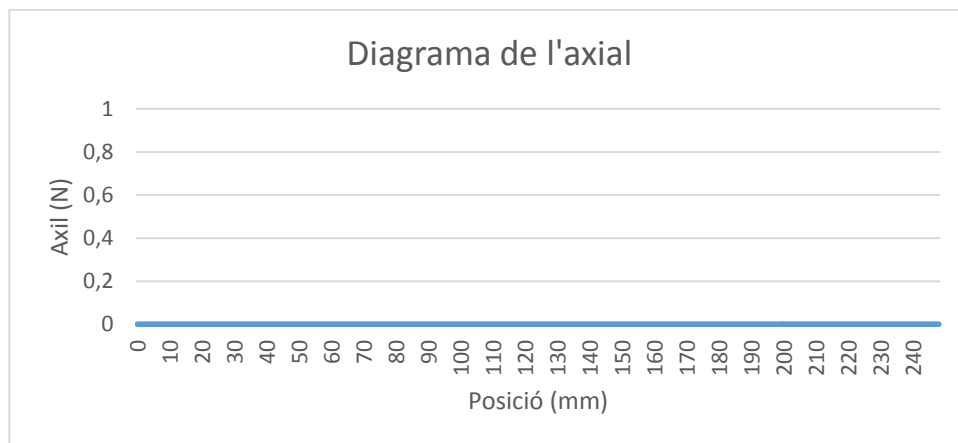
$$f(X = 0 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 72,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x$$

$$f(X > 72,5 \text{ mm}, X < 123,75 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2 * R1$$

$$f(X > 123,75 \text{ mm}, X < 222,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2R1 - F1$$

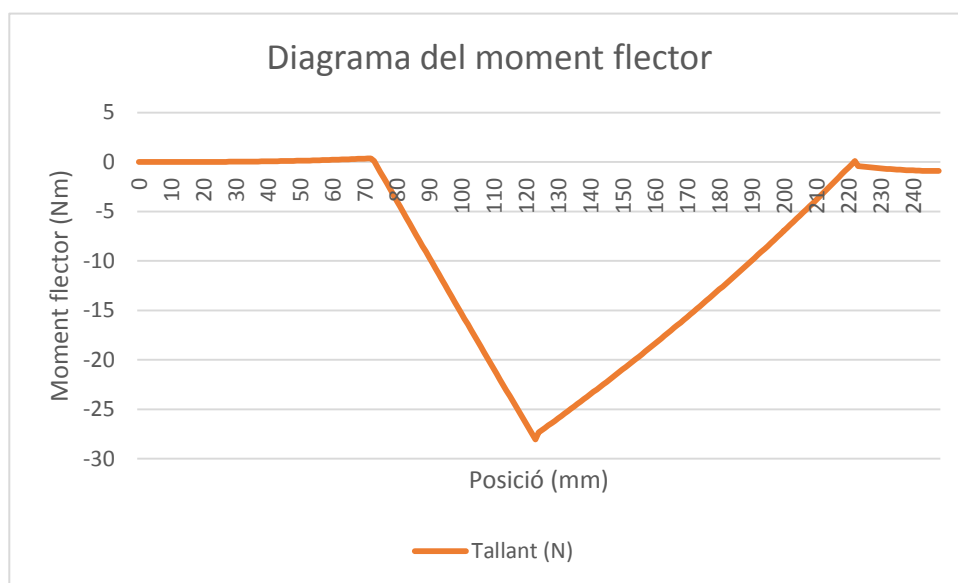
$$f(X > 222,5 \text{ mm}, X < 247,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{2} * q1 * x + 2 * R1 - F1 + 2 * R2$$



Gràfic 18: Diagrama de l'esforç axial. Al no tenir components de força en l'eix X no tenim esforç axial

### Axial

$$f(X > 0, X > 247,5 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 19: Diagrama del moment flector respecte la posició (mm). NOTA: Valors positius (↓□↓), valors negatius (↑□↑)

### Moment flector

$$f(X = 0 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 72,5 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3$$

$$f(X > 72,5 \text{ mm}, X > 123,75 \text{ mm}) = -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2 * R1 * (x - 0,0725)$$

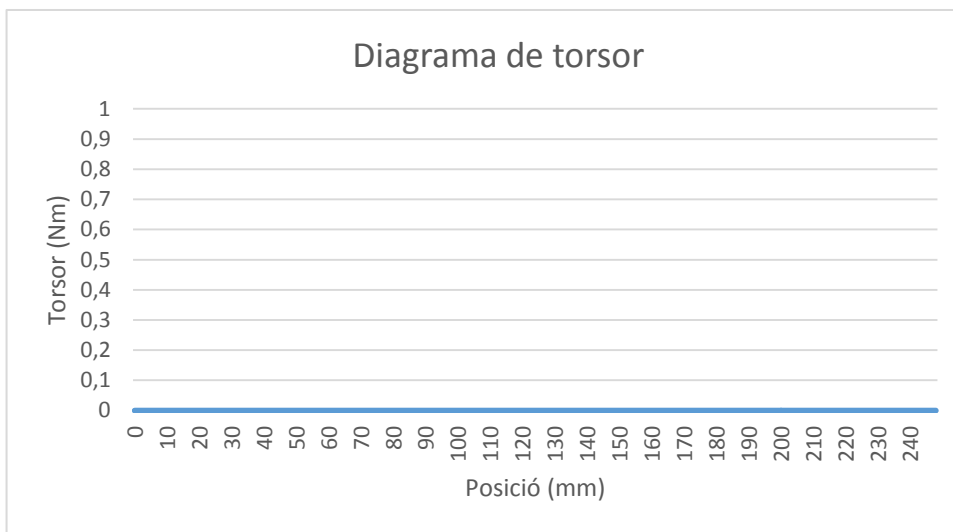


$$f(X > 123,75 \text{ mm}, X > 222,50 \text{ mm})$$

$$= -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2R1 * (x - 0,0725) - F1(x - 0,12375)$$

$$f(X > 222,50 \text{ mm}, X > 247,5 \text{ mm})$$

$$= -\frac{1}{6 * 0,2475} * q1 * x^3 + 2R1 * (x - 0,0725) - F1(x - 0,12375) + 2 * R2 * (x - 0,2225)$$



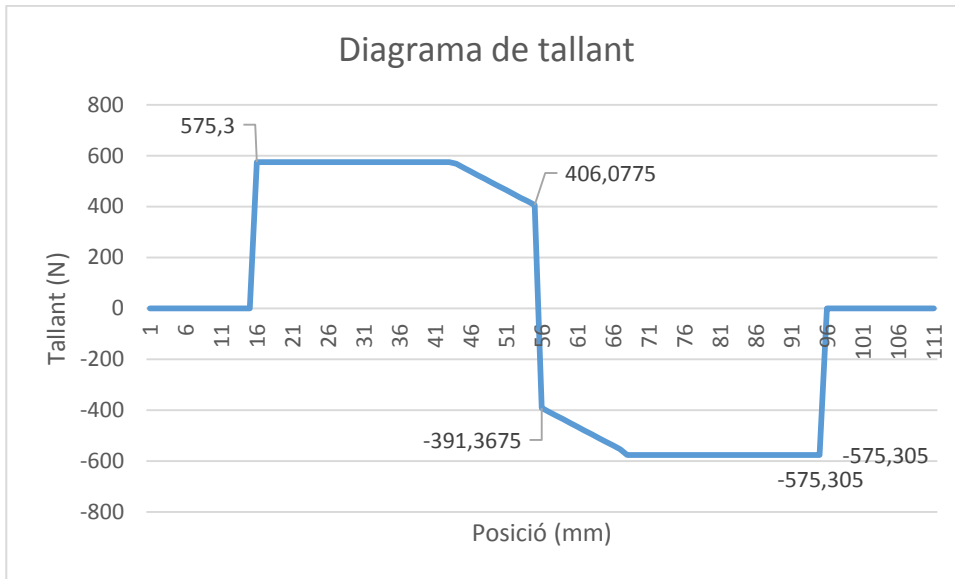
Gràfic 20: Diagrama del moment flector respecte la posició (mm)

### Torsió

$$f(X > 0, X > 247,5 \text{ mm}) = 0$$

#### 0.2.3.1.4.3 Eix YZ

En aquest eix observem els corresponents diagrames de sòlid lliure, per tal d'analitzar el comportament estàtic.



Gràfic 21: Diagrama del tallant respecte la posició (mm) – NOTA: Valors positius (↑↓), valors negatius (↓↑)

### Tallant

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 15 \text{ mm}) = 0$$

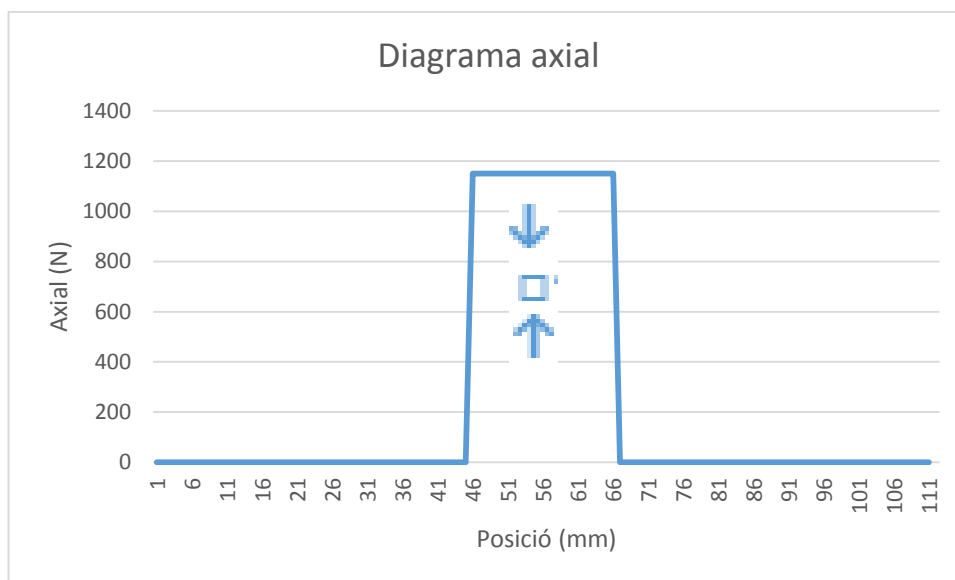
$$f(X > 15 \text{ mm}, X < 42,5 \text{ mm}) = 2 * R3$$

$$f(X > 42,5 \text{ mm}, X > 55 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * (x - 0,0425)$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, X > 67,5 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * (x - 0,0425) - F1$$

$$f(X > 67,5 \text{ mm}, X > 95 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * 0,025 - F1$$

$$f(X > 95 \text{ mm}, X > 110 \text{ mm}) = 2 * R3 - q * 0,025 - F1 + 2 * R4$$



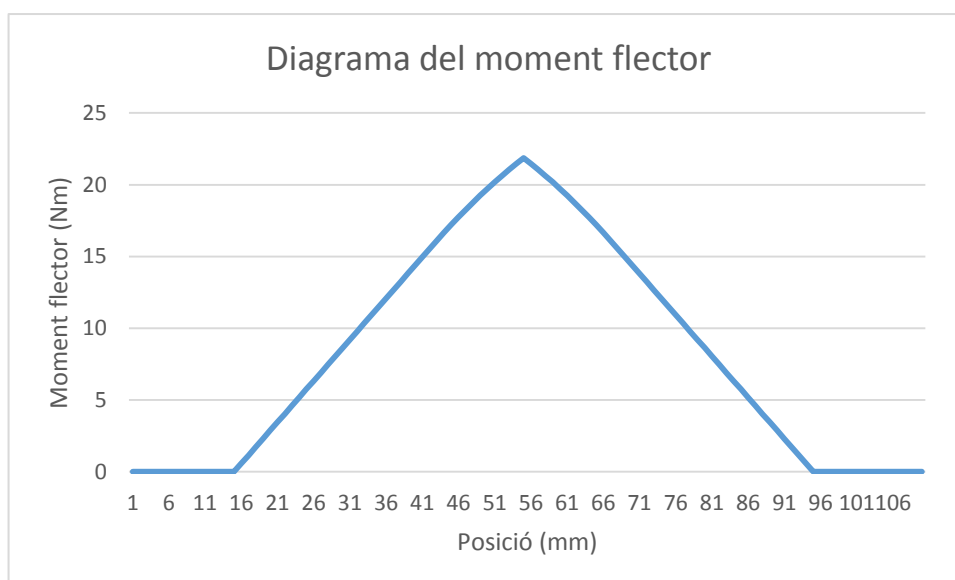
Gràfic 22: Diagrama de l'axial tenim tallant en la part central del nervi de l'eix.

### Axial

$$f(X > 0 \text{ mm}, x < 45 \text{ mm}) = 0$$

$$f(X > 45 \text{ mm}, x < 55 \text{ mm}) = 2R3 + 2R4$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, x < 110 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 23: Diagrama del moment flector respecte de la posició (mm). (↓□↓), valors negatius (↑□↑)

Moment flector

$$f(X > 0 \text{ mm}, X < 15 \text{ mm}) = 0$$

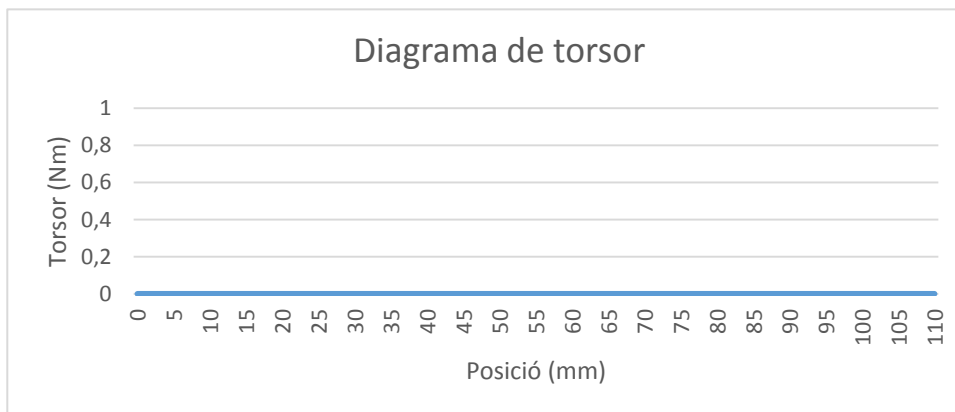
$$f(X > 15 \text{ mm}, X < 42,5 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015)$$

$$f(X > 42,5 \text{ mm}, X < 55 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * \frac{(x - 0,0425)^2}{2}$$

$$f(X > 55 \text{ mm}, X < 67,5 \text{ mm}) = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * \frac{(x - 0,0425)^2}{2} - F1 * (x - 0,055)$$

$$\begin{aligned} f(X > 67,5 \text{ mm}, X < 95 \text{ mm}) \\ = 2 * R3 * (x - 0,015) - q * 0,025 * (x - 0,055) - F1(x - 0,055) \end{aligned}$$

$$f(X > 95 \text{ mm}, X < 110 \text{ mm}) = 0$$



Gràfic 24: Diagrama de torsió. No tenim esforç a torsió.

Torsió

$$f(X > 0, X < 110 \text{ mm}) = 0$$

## 10. Anàlisi de la platina

### 0.2.3.1.5 Anàlisis de les diferents característiques

En l'eix XY, tenim les diferents sol·licitacions a analitzar:

Punt	Direcció en eix X des del tac	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Kf
A	0 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	1
B	72,5 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0,37	535,57	≈1
C	123,75 mm	247,5x15-(7x51,25) <sup>1</sup> mm <sup>2</sup> (alumini)	-28,44	500,64	1
D	222,5 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	-0,37	-355,66	≈1
E	247,5 mm	247,5x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	1

Taula 41: Diferents propietats a analitzar (No hi ha torsió, ni axial)

En l'eix YZ, tenim les diferents propietats a analitzar

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Axial (N)
A	0 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	0
B	15 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	573	0
C	42,5 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	10,06	573	0
D	55 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	21,86	406,07	0

<sup>1</sup> Valors simplificats

E	67,5 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	10,06	-573	0
F	95 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	-573	0
G	110 mm	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	0	0	0

Taula 42: Diferents propietats a analitzar (No hi ha ni torsió ni factors d'entalla)

Per tal d'analitzar els valors de la  $K_f$ , ens hem basat en el document *Factores de concentraciones de tensiones* d'apunts de l'assignatura de Disseny de màquines. Com ens trobem en la corba C, al trobar-nos en flexió, el factor  $K_t$  serà negligit. No considerem aquest factor de  $k_f$ , al ser pròxim a 1.

#### 0.2.3.1.6 Discussió de la secció crítica

Primer es discuteix la secció crítica de l'eix XY de la platina. Tant A, com E, són descartats com a potencial secció crítica al no tenir cap tipus de sol·licitació. Si comparem B respecte D, observem com B pateix més esforç de tallant que D (amb el mateix moment flector), i per tant descartem D, com a potencial secció crítica. Demostrem, que l'eix capdavanter pateix més esforç que el que està més allunyat del tac de fre. Per últim, si comparem B respecte C, es pot observar com C té una àrea menor que B i C té un major moment flector. No obstant, B té un esforç de tallant major que C, però en presència de flexió es pot considerar negligible.

A continuació, es discuteix les possibles seccions crítiques en l'altre eix YZ en la platina. Tant A com G, són descartades al no tenir cap tipus de sol·licitació. Més tard, podem ometre la secció B, com a crítica ja que té el mateix tallant que C, però no pateix flexió en comparació amb B. Com a conseqüència de descartar la secció B, com la secció F té un comportament simètric també és descartada. Per últim, comparem les seccions C i E (tenen la mateixa secció i sol·licitació- d'ara endavant se li anomenarà secció C) respecte D. Aquesta última secció, té un esforç d'axial que C no pateix, una flexió major i encara que pateix un esforç tallant menor (es negligeix aquest apartat ja que en presència de flexió no es té en compte el tallant ja que aporta una sol·licitació molt menor que la flexió). Per tant, la secció crítica de l'eix YZ de la platina és D.

En el cas analític del model original, la secció crítica és la mateixa, això és degut a que disposem d'un comportament estàtic similar entre ambdós casos, però amb diferents valors.

#### 0.2.3.1.7 Sol·licitació de la secció crítica

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot, s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Secció	Dimensions	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axial (N)
C	247,5x15-(7x51,25) <sup>1</sup> mm <sup>2</sup> (alumini)	28,44	500,64	0
E	25x15 mm <sup>2</sup> (alumini)	21,86	400,07	0

Taula 43: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, obtenim les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{500,64}{247,5 \times 15 - (7 \times 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{400,07}{25 * 15} = 1,62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{28,44 * (0,015/2)}{\frac{(0,2475) * (0,015)^3}{12}} + \frac{28,44 * \left(\frac{0,015}{2}\right)}{\frac{(0,025) * (0,015)^3}{12}} = 33,4 \text{ MPa}$$

Per altra banda, trobem les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{33,4}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{33,4}{2}\right)^2 + 1,62^2} = (16,7 \pm 16,77) \text{ MPa}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 33,47 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = -0,07 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC de pols, per tant haurem de trobar la tensió equivalent de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sqrt{33,47^2 + 0,07^2 - (33,47 * -0,07)} = 33,505 \text{ MPa}$$

<sup>1</sup> Valors simplificats

### 0.2.3.1.8 Determinació de la resistència de la platina

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un acabat general de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $K_a = a S_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, obtenim el valor de la  $k_b$ , que és el factor de mida. Primerament, hem de trobar el valor del diàmetre equivalent que és  $0,808(b * h)^{0,5} = 49,92 \text{ mm}$ . Per tant, hem de trobar el valor del factor  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines,  $K_b = 0,80$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $k_c=1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $k_d=1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar, en aquest cas és del 99% i té un valor de  $k_e=0,814$ . No tenim entalla. La tensió de ruptura de l'alumini 7075-T6.

[22] Segons assajos tècnics, té una tensió de 505 MPa i una tensió de ruptura de 300 MPa.

$$\sigma f = \left( 0,906 * 0,80 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1} \right) * 0,4 * 300 = 70,79 \text{ MPa}$$

### 0.2.3.1.9 Determinació del factor de seguretat de la platina

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma f}{\sigma_F}} = \frac{70,79}{1 + \frac{70,79}{505}} = 61,85 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma_{eq^m}} = \frac{61,85}{33,505} = 1,84 [-]$$

El factor de seguretat és de 1,84, per tant la platina té vida il·limitada i el nostre sistema de direcció compleix l'assaig de resistència.

### 0.2.3.1.10 Determinació dels desplaçaments



[19] Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt apliquem les fórmules proporcionades pel Sighley. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un alumini ISO 7075 T6 amb un mòdul elàstic de 72 GPa, un G de 26,9 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{33,5}{72000} = 0,00044 = 4,4 * 10^{-4} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu * \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 * \frac{33,5}{72000} = -0,33 * 0,00044 = -0,000153 = -1,53 * 10^{-5} [-]$$

L'energia de deformació és la següent:

$$\begin{aligned} U_t &= \frac{C1V^2l}{2AE} + \frac{C2V^2l}{2AE} + \frac{M1^2l}{2EI} + \frac{M2^2l}{2EI} = \\ &= \frac{500,64 * 1,2^2 * 0,025}{2 * (247,5 * 15 - (7 * 51,25)) * 72000} + \frac{400,07 * 1,2^2 * 0,2475}{2 * (15 * 25) * 72000} \\ &+ \frac{28,44 * (0,025)}{2 * 72000 * 10^6 * (\frac{0,2475 * 0,015^3}{12})} + \frac{21,86 * (0,2475)}{2 * 72000 * 10^6 * (\frac{0,025 * 0,015^3}{12})} \\ &= 3,71 * 10^{-8} + 2,6 * 10^{-6} + 7,1 * 10^{-5} + 5,3 * 10^{-3} = 0,00541 J \end{aligned}$$

[19, pàg. 160] A continuació apliquem el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió axial. No tenim deflexió de torsió, ja que no tenim component de torsió.

Per tal de conèixer la deflexió de l'extrem aplicarem. (Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, C=1,2)

$$\begin{aligned} y_{m\grave{a}x} &= \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{CVl}{AE} + \frac{CVl}{AE} = \frac{500,64 * 0,025}{(247,5 * 15 - (7 * 51,25)) * 72000} + \frac{400,07 * 0,2475}{(15 * 25) * 72000} \\ &= 3,7 * 10^{-6} m \end{aligned}$$

## 11. Anàlisi de l'eix

### 0.2.3.1.11 Anàlisis de les diferents característiques de l'eix

En l'eix XY, dins de l'apartat d'Anàlisis de les diferents característiques d'Anàlisi de la platina, hem demostrat que l'eix que té una secció crítica més potencial és l'eix capdavanter (més proper al tac). Pel que fa a l'eix YZ, les propietats són les següents:

Punt	Direcció en eix Z	Secció i material	Mf (Nm)	T (N)	Axial (N)
A	0 mm	Ø 6 mm	0	0	0
B	15 mm	Ø 6 mm	0	573,3	0
C	30 mm	Ø 6-> 15 mm	8,62	573,3	0
D	55 mm	Ø 15 mm	21,86	400,07	1150,6
E	80 mm	Ø 6-> 15 mm	8,62	-573,3	0
F	95 mm	Ø 6 mm	0	-573,3	0
G	110 mm	Ø 6 mm	0	0	0

Taula 44: Propietats de cada àrea de l'eix que poden ser possibles seccions crítiques

## 0.2.3.1.12 Discussió de la secció crítica de l'eix

Coneixem de l'*Anàlisi de la platina* que la secció crítica de l'eix XY de la platina que és l'eix capdavanter (el més pròxim a l'eix), el qui té una secció més crítica, en comparació amb el de darrere.

A continuació, es discuteixen les possibles seccions crítiques en l'altre eix YZ en la platina. Tant A com G, són descartades al no tenir cap tipus de sol·licitació. Més tard, podem ometre la secció B, com a crítica ja que té el mateix tallant que C, però no pateix flexió en comparació amb B. Com a conseqüència de descartar la secció B, com la secció F té un comportament simètric també és descartada. Per últim, cal especificar que no podrem comparar directament les seccions C i E (tenen la mateixes propietats) respecte D, ja que tenen diferent secció.

En el cas analític del model original, la secció crítica és la mateixa, això és degut a que disposem d'un comportament estàtic similar entre ambdós casos, però amb diferents valors.

## 0.2.3.1.13 Sol·licitació de la secció crítica de l'eix (Secció D)

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Secció	Dimensions i material	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axial (N)
C	247,5x15-(7x51,25) mm <sup>2</sup> (titani)	28,44	500,64	0
D	Ø 15 mm	21,86	400,07	1150,6

Taula 45: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, trobem les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{500,64}{247,5 \times 15 - (7 \times 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{400,07}{\pi * 15^2} = 0,95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{28,44 * (0,015/2)}{\frac{(0,2475) * (0,015)^3}{12}} + \frac{21,86 * \left(\frac{0,015}{2}\right)}{\frac{\pi * (0,015)^4}{64}} = 69,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1150,6}{\pi * 0,015^2} = 1,62 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\begin{aligned} \sigma_{1,2} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{69,03 + 1,62}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{69,03 - 1,62}{2}\right)^2 + 0,95^2} \\ &= (35,32 \pm 33,71) \text{ MPa} \end{aligned}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 69,03 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = 1,61 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC de pols, hem d'obtenir la tensió equivalent:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sqrt{69,03^2 + 1,21^2 - (69,03 * 1,61)} = 68,23 \text{ MPa}$$

Llavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com en la mitjana 68,23 MPa**.

#### 0.2.3.1.14 Determinació de la resistència de la platina (secció D)

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma_f = \left(ka * kb * kc * kd * ke * \frac{1}{kf}\right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un procés d'acabat de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $K_a = aS_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, busquem el valor de la  $K_b$ , que és el factor de mida. Primerament, hem de trobar el valor del diàmetre equivalent de 15 mm. Per tant, hem de trobar el valor del factor  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines,  $K_b = 1$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $K_c = 1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $K_d = 1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que apliquem és del 99% i té un valor de  $K_e = 0,814$ . No tenim entalla. La tensió de ruptura de l'alumini 7075-T6 [23], segons assajos tècnics, té una tensió de 896 MPa i una tensió de ruptura de 510 MPa.

$$\sigma_f = \left( 0,906 * 1 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1} \right) * 0,7 * 510 = 263,28 \text{ MPa}$$

#### 0.2.3.1.15 Determinació del factor de seguretat de la platina (secció D)

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg apliquem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{263,89}{1 + \frac{263,28}{896}} = 203,95 \text{ MPa}$$

A continuació, trobem el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eqm}} = \frac{203,95}{68,23} = 2,98 [-]$$

El factor de seguretat és 2,98. Amb la qual cosa, disposem de vida il·limitada.

#### 0.2.3.1.16 Determinació dels desplaçaments de l'eix (secció D)

[19] Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt apliquem les fórmules proporcionades pel Shigley. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un titani 6Al-4V amb un mòdul elàstic de 104,8 GPa, un  $G$  de 26,9 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{68,23}{104800} = 0,00065 = 6,5 * 10^{-4} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu * \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 * \frac{68,23}{104800} = -0,33 * 0,00065 = -0,000214 = -2,14 * 10^{-4} [-]$$

L'energia de deformació és la següent:

$$\begin{aligned}
 U_t &= \frac{C1V^2l}{2AE} + \frac{C2V^2l}{2AE} + \frac{M1^2l}{2EI} + \frac{M2^2l}{2EI} = \\
 &= \frac{500,64 * 1,2^2 * 0,025}{2 * (247,5 * 15 - (7 * 51,25)) * 104800} + \frac{400,07 * 1,2^2 * 0,11}{2 * (\pi * 15^2) * 104800} \\
 &+ \frac{28,44 * (0,025)}{2 * 104800 * 10^6 * (\frac{0,2475 * 0,015^3}{12})} + \frac{21,86 * (0,2475)}{2 * 104800 * 10^6 * (\frac{\pi * 0,015^4}{64})} \\
 &= 2,58 * 10^{-8} + 4,2 * 10^{-7} + 4,8 * 10^{-5} + 6,4 * 10^{-4} = 0,00069 J
 \end{aligned}$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'aplica el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió axial. No disposem de deflexió de torsió, ja que no tenim component de torsió.

Per tal de conèixer la deflexió de l'extrem apliquem les següents fórmules. (Segons Sighley, al tractar-se d'alumini tenim un valor de C de 1,2)

$$\begin{aligned}
 y_{màx} &= \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{CVl}{AE} + \frac{CVl}{AE} + \frac{Ml}{EI} + \frac{Ml}{EI} \\
 &= \frac{500,64 * 0,025}{(247,5 * 15 - (7 * 51,25)) * 104800} + \frac{400,07 * 0,11}{(\pi * 15^2) * 104800} \\
 &= 3,5 * 10^{-8} + 5,9 * 10^{-7} = 6,26 * 10^{-7} mm
 \end{aligned}$$

#### 0.2.3.1.17 Sol·licitació de la secció crítica de l'eix (Secció C-E)

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot, s'aporta un recopilatori dels esforços presents:

Secció	Dimensions i material	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Entalla
C	247,5x15-(7x51,25) mm <sup>2</sup> (titani)	28,44	500,64	NO
C-E	Ø 6 mm	8,62	573,3	SÍ

Taula 46: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, trobem les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{500,64}{247,5 * 15 - (7 * 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{573,3}{\pi * 6^2} = 6,95 MPa$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{màx}}{I} = \frac{28,44 * (0,015/2)}{\frac{(0,2475) * (0,015)^3}{12}} + \frac{8,62 * \left(\frac{0,006}{2}\right)}{\frac{\pi * (0,006)^4}{64}} = 409,65 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{409,65}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{409,65}{2}\right)^2 + 6,95^2}$$

$$= (204,825 \pm 204,94) \text{ MPa}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 409,77 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = -0,115 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC de pols, hem d'obtenir la tensió equivalent:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sqrt{409,77^2 + 0,115^2 - (409,77 * -0,115)} = 409,82 \text{ MPa}$$

Lavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com en la mitjana 409,82 MPa**.

#### 0.2.3.1.18 Determinació de la resistència de l'eix (secció C-E)

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma_f = \left(ka * kb * kc * kd * ke * \frac{1}{kf}\right) * \sigma_r$$

El factor de la  $ka$  té un procés d'acabat general de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $Ka = aSut^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, obtenim el valor de la  $Kb$ , que és el factor de mida. Primerament, hem de trobar el valor del diàmetre equivalent de 6 mm. Per tant, hem d'obtenir el valor del factor  $kb$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines,  $Kb = 1$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $Kc = 1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $Kd = 1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar és del 99% i té un valor de  $Ke = 0,814$ .

Tenim entalla. El valor de la  $q$  té un valor de 0,85 i la  $Kt$  té un valor d'1,1. Per tal d'aconseguir el valor de la  $Kf$ ,  $Kf = 1 + q(Kt - 1) = 1 + 0,85 * 0,1 = 1,085$ . La tensió de ruptura del titani 4V 6Al.

[23] Segons assajos tècnics, té una tensió de 896 MPa i una tensió de ruptura de 510 MPa.

$$\sigma_f = \left(0,906 * 1 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1,085}\right) * 0,7 * 510 = 242,65 \text{ MPa}$$

#### 0.2.3.1.19 Determinació del factor de seguretat de la platina (secció C-E)

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg aplicarem les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma a}{\sigma m} + \frac{\sigma f}{\sigma F}} = \frac{242,65}{1 + \frac{242,65}{896}} = 190,94 \text{ MPa}$$

A continuació, obtindrem el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma eq^m} = \frac{190,94}{409,23} < 1 [-]$$

El factor de seguretat és menor a 1. Analitzarem el número de cicles.

L'eix no té vida infinita. Es tracta d'un cas extrem, per l'aplicació de la càrrega del pes si que en tindria, però estem analitzant un salt i és el punt per on pot trencar el patí. A continuació, s'ha estudiat el nombre de salts que pot tenir. No obstant, abans s'ha hagut de trobar la resistència a 1000 cicles. La Ka a mil cicles és de 1, igual que la Kb i Kf. La Kc té un valor d'1 al tenir esforç predominant de flexió i pel que fa a la Ke obtenim un valor de 0,814.

$$\sigma 10^3 = \left(1 * 1 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1,085}\right) * 0,9 * 510 = 344,35 \text{ MPa}$$

Primerament hem de trobar el número de cicles:

$$\begin{aligned} \log(\sigma n) &= \frac{-1}{3} * \log\left(\frac{\sigma 10^3}{\sigma F}\right) * \log(N) + \log\left[\frac{(\sigma 10^3)^2}{\sigma F}\right] = \log(409,23 * 10^6) \\ &= \frac{-1}{3} * \log\left(\frac{344,35 * 10^6}{896 * 10^6}\right) * \log(N) + \log\left[\frac{(344,35 * 10^6)^2}{896 * 10^6}\right] \end{aligned}$$

A continuació, aïllem el número de cicles:

$$\log(N) = \frac{0,49}{0,1384} = 3,542$$

$$N = 10^{3,542} = 3486 \text{ cicles}$$

#### 0.2.3.1.20 Determinació dels desplaçaments de l'eix (secció C-E)

[19] Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt apliquem les fórmules proporcionades pel Sighley. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un titani 4Al-6V, amb un mòdul elàstic de 104,8 GPa, un G de 26,9 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33.

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{409,23}{104800} = 0,0039 = 3,9 \cdot 10^{-3} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu \cdot \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 \cdot \frac{409,23}{104800} = -0,33 \cdot 0,0039 = -0,00128 = -1,28 \cdot 10^{-3} [-]$$

L'energia de deformació és la següent:

$$\begin{aligned} U_t &= \frac{C1V^2l}{2AE} + \frac{C2V^2l}{2AE} + \frac{M1^2l}{2EI} + \frac{M2^2l}{2EI} = \\ &= \frac{500,64 \cdot 1,2^2 \cdot 0,025}{2 \cdot (247,5 \cdot 15 - (7 \cdot 51,25)) \cdot 104800} + \frac{573,3 \cdot 1,2^2 \cdot 0,11}{2 \cdot (\pi \cdot 6^2) \cdot 104800} \\ &+ \frac{28,44 \cdot (0,025)}{2 \cdot 104800 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,2475 \cdot 0,015^3}{12}\right)} + \frac{8,62 \cdot (0,2475)}{2 \cdot 104800 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,006^4}{64}\right)} \\ &= 2,58 \cdot 10^{-8} + 3,8 \cdot 10^{-6} + 4,8 \cdot 10^{-5} + 0,1599 = 0,16 J \end{aligned}$$

[19, pàg. 160] A continuació, s'aplica el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió axial. No disposem de deflexió de torsió, ja que no tenim component de torsió.

Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, el valor de C equival a 1,2.

$$\begin{aligned} y_{màx} &= \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{CVl}{AE} + \frac{CVl}{AE} + \frac{Ml}{EI} + \frac{Ml}{EI} \\ &= \frac{500,64 \cdot 0,025}{(247,5 \cdot 15 - (7 \cdot 51,25)) \cdot 104800} + \frac{573,3 \cdot 0,11}{(\pi \cdot 6^2) \cdot 104800} \\ &= 3,5 \cdot 10^{-8} + 5,3 \cdot 10^{-6} = 5,33 \cdot 10^{-6} m \end{aligned}$$

0.2.3.1.21 Determinació de la vida útil de la unió eix-platina

0.2.3.1.21.2 Sol·licitació de la secció crítica

Ens trobem en un règim de cicle de caracterització de càrrega simètric i alternatiu en el temps.

Primer de tot, s'aporta un recopilatori dels esforços presents:



Secció	Dimensions (Àrea)	Moment flector (Nm)	Tallant (N)	Axil (N)
C	247,5x15-(7x51,25) mm <sup>2</sup> (alumini)	28,44	500,64	0
E	Ø 9 mm <sup>2</sup>	8,62	573,3	1150,6

Taula 47: Resum dels esforços en els diferents eixos

A continuació, trobem el valor de les diferents sol·licitacions:

$$\tau = \frac{4}{3} * \frac{C}{l * h} = \frac{4}{3} * \frac{500,64}{247,5 * 15 - (7 * 51,25)} + \frac{4}{3} * \frac{573,3}{2\pi * 9} = 13,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mf * y_{m\grave{a}x}}{I} = \frac{8,62 * (0,009/2)}{\pi * \frac{0,009^4}{64}} + \frac{28,44 * (0,015/2)}{\frac{(0,2475) * (0,015)^3}{12}} = 120,44 + 3,06 = 123,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} = \frac{1150,6}{\pi * 9^2} = 4,52 \text{ MPa}$$

Per altra banda, obtenim les tensions principals del cicle de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{123,5 + 4,52}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{123,5 - 4,52}{2}\right)^2 + 13,71^2}$$

$$= (64,01 \pm 61,04) \text{ MPa}$$

Per tant,  $\sigma_1 = 128,05 \text{ MPa}$  i  $\sigma_2 = -0,03 \text{ MPa}$ .

Com ens trobem en un CCC de pols, haurem de trobar el valor de la tensió equivalent.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 * \sigma_2)} = \sqrt{128,05^2 + 0,03^2 - (128,05 * -0,03)} = 128,065 \text{ MPa}$$

Llavors, obtenim tant com a **tensió equivalent d'amplitud com en la mitjana 128,065 MPa**.

#### 0.2.3.1.21.3 Determinació de la resistència de la platina per la part de l'eix

[19] Segons Sighley, la fórmula per determinar el valor de la resistència de la nostra platina:

$$\sigma f = \left( k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{k_f} \right) * \sigma_r$$

El factor de la  $k_a$  té un procés d'acabat general de rectificat. Segons el Shigley apliquem la següent fórmula:  $K_a = a S_{ut}^b = 1,5^{-0,085} = 0,906$ . A continuació, busquem el valor de la  $k_b$ , que és el factor de mida. Primerament, coneixem que el diàmetre és de 9 mm. Per tant, hem de trobar el valor del factor  $k_b$ . Segons el document *Factores modificadores de la fatiga*, d'apunts de classe de Disseny de Màquines  $k_b = 1$ . Com no tenim torsió, l'esforç predominant és la flexió i la seva  $k_c = 1$ . També, cal esmentar que ens trobem en un cas de temperatura ambient de 25 °C i la seva  $k_d = 1$ . El valor de confiabilitat estadístic ( $\gamma$ ) que volem aplicar és del 99% i té un valor de  $k_e = 0,814$ .

Tenim entalla. Coneixem que el nostre radi d'entalla és de 1 mm. Per tant, el valor de la sensibilitat té un valor de 0,72 (valor aproximat i adimensional). La  $k_t$  té un valor d'1,5. Per tal de conèixer el  $K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,72 * (1,5 - 1) = 1,36$ .

Així doncs, hem de conèixer el valor de la sensibilitat d'entalla. Pel que fa al material, es tracta de l'aliatge de titani Ti-6Al-4V.

[23] Segons assajos tècnics, té una tensió límit de tracció de 896 MPa i una tensió de ruptura de 510 MPa.

$$\sigma f = \left( 0,906 * 1 * 1 * 1 * 0,814 * \frac{1}{1,36} \right) * 0,7 * 510 = 193,58 \text{ MPa}$$

#### 0.2.3.1.21.3.2 Determinació del factor de seguretat de la unió platina-eix (la part de l'eix)

Sabent que ens trobem al primer quadrant del diagrama de Söderberg s'aplica les corresponents equacions de les rectes per trobar el valor del FS.

$$\sigma m^s = \frac{\sigma f}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma f}{\sigma_F}} = \frac{193,58}{1 + \frac{193,58}{510}} = 140,31 \text{ MPa}$$

A continuació, obtenim el factor de seguretat corresponent:

$$FS = \frac{OS}{OP} = \frac{\sigma m^s}{\sigma_{eq^m}} = \frac{140,31}{128,065} = 1,09 [-]$$

El factor de seguretat de la unió de l'eix és d'1,09. Per tant, disposem de vida il·limitada, no obstant, aquesta secció és el punt crític del nostre patí en aquest assaig.

Per tal de trobar les deformacions unitàries en aquest punt apliquem les fórmules proporcionades pel Sighley [19]. L'esforç axial es troba en l'eix Y. També cal remarcar que estem treballant amb un titani 6Al-4V, amb un mòdul elàstic de 104,8 GPa, un G de 26,9 GPa i un coeficient de Poisson de 0,33.

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{128,065}{104800} = 0,00122 = 1,22 \cdot 10^{-3} [-]$$

$$\epsilon_x = \epsilon_z = -\nu \cdot \frac{\sigma_y}{E} = -0,33 \cdot \frac{128,065}{104800} = -0,33 \cdot 0,00122 = -0,0004 = -4,03 \cdot 10^{-4} [-]$$

L'energia de deformació és la següent:

$$\begin{aligned} U_t &= \frac{C1V^2l}{2AE} + \frac{C2V^2l}{2AE} + \frac{M1^2l}{2EI} + \frac{M2^2l}{2EI} = \\ &= \frac{500,64 \cdot 1,2^2 \cdot 0,025}{2 \cdot (247,5 \cdot 15 - (7 \cdot 51,25)) \cdot 104800} + \frac{573,3 \cdot 1,2^2 \cdot 0,11}{2 \cdot (\pi \cdot 9^2) \cdot 104800} \\ &+ \frac{28,44 \cdot (0,025)}{2 \cdot 104800 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,2475 \cdot 0,015^3}{12}\right)} + \frac{8,62 \cdot (0,2475)}{2 \cdot 104800 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,009^4}{64}\right)} \\ &= 2,56 \cdot 10^{-8} + 1,7 \cdot 10^{-6} + 4,8 \cdot 10^{-5} + 0,031 = 0,031 J \end{aligned}$$

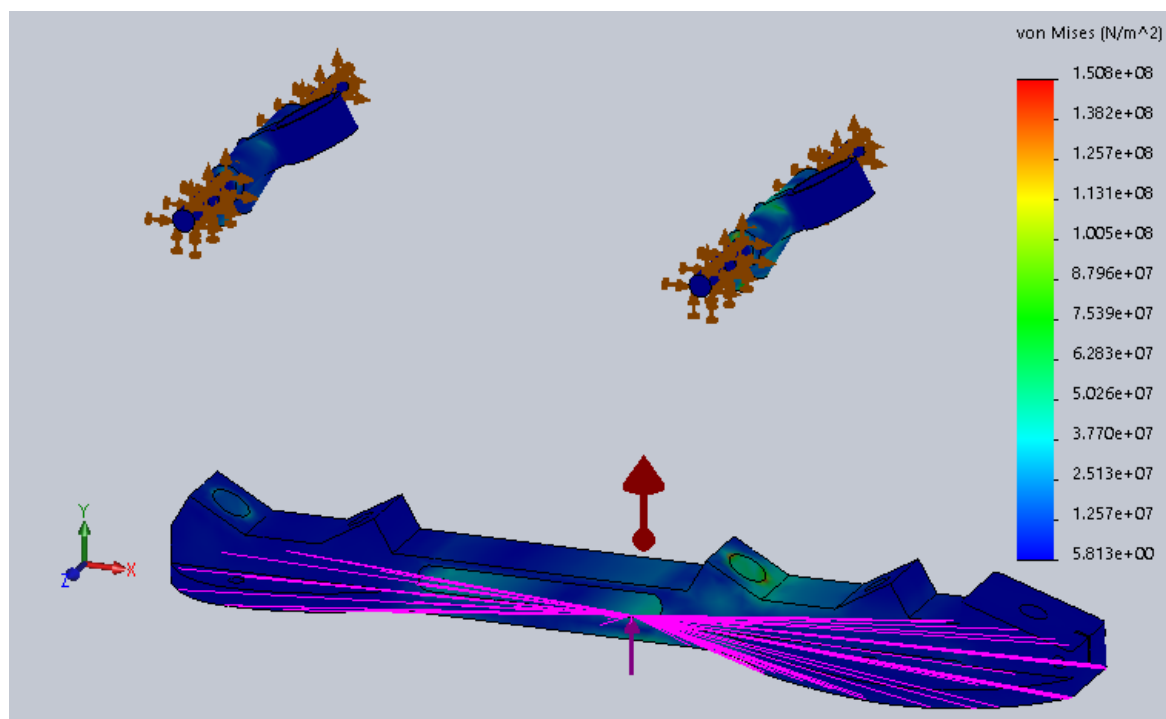
[19, pàg. 160] A continuació, apliquem el teorema de Castigliano per tal de conèixer la deflexió axial: No disposem de deflexió de torsió, ja que no tenim component de torsió.

Per tal de conèixer la deflexió de l'extrem apliquem les següents fórmules. Segons Sighley, al tractar-se d'alumini, el valor de C equival a 1,2.

$$\begin{aligned} y_{màx} &= \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{CVl}{AE} + \frac{CVl}{AE} + 0 + 0 = \frac{500,64 \cdot 0,025}{(247,5 \cdot 15 - (7 \cdot 51,25)) \cdot 104800} + \frac{573,3 \cdot 0,11}{(\pi \cdot 9^2) \cdot 104800} \\ &= 3,5 \cdot 10^{-8} + 2,36 \cdot 10^{-6} = 2,36 \cdot 10^{-6} m \end{aligned}$$

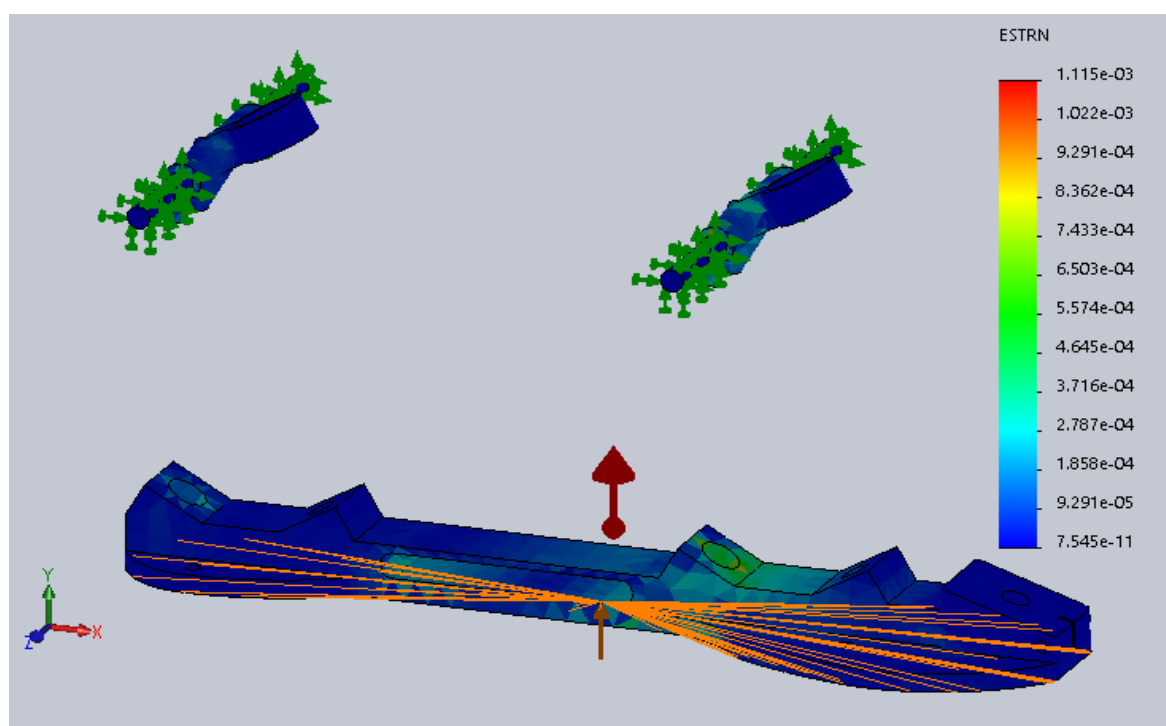
## 12. Simulació de CAE del conjunt

En la següent imatge podem observar una vista dimètrica on s'exposen les tensions del problema descrit de la platina. Podem validar com la tensió mitjana té un valor molt semblant al descrit. Al ser un mètode aproximat, no hi ha valors exactes.



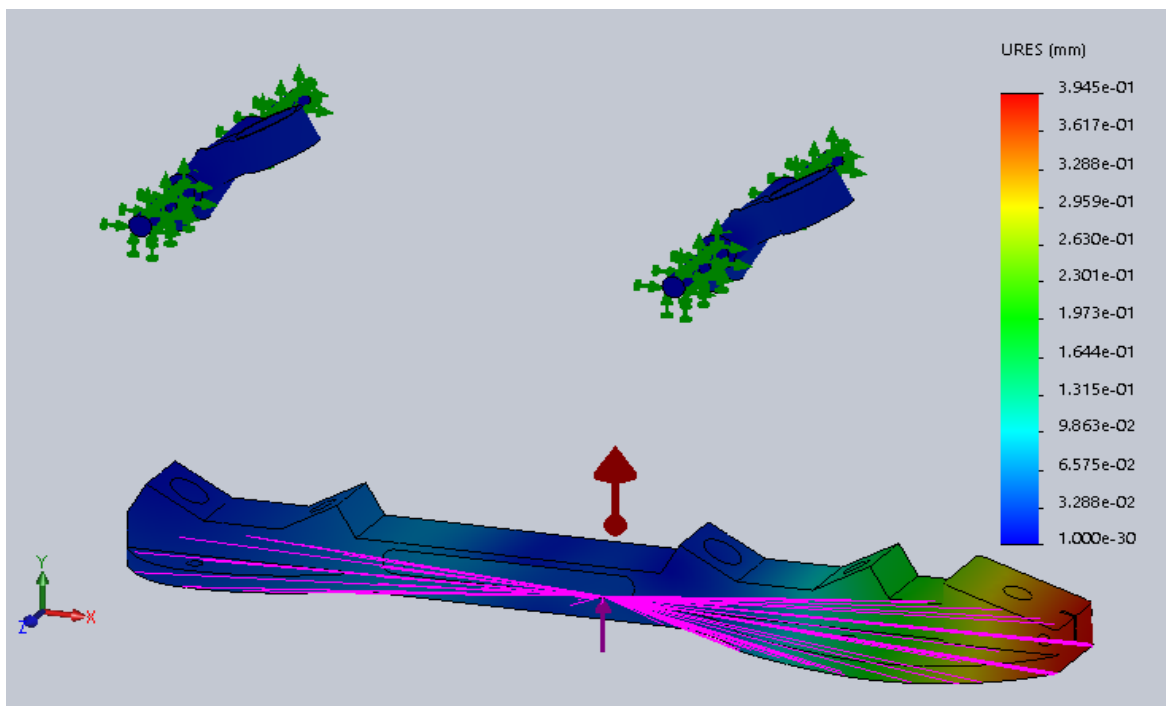
Il·lustració 23: Tensió de Von Misses (MPa)

Pel que fa als desplaçaments unitaris en la següent imatge podrem analitzar on es troben.



Il·lustració 24: Deformacions unitàries

Pel que fa a les deformacions (mm), tenim la següent imatge:



Il·lustració 25: Deformacions (mm)

### A3. Procés de fabricació

Cal a dir que es tracta d'una primera estimació, ja que l'objectiu d'aquest treball no és la fabricació. Tal i com s'ha detallat en la memòria, per manca de temps caldria aprofundir més en aquest apartat. Tanmateix, amb el director del projecte s'ha acordat fer una primera aproximació. No obstant, resultava necessari conèixer els possibles costos de fabricació del nostre model. El fabricant pot seguir un altre procediment en l'obtenció del producte.

#### 0.3.1. Eines usades

En la següent taula es pot observar les eines que s'usaran, la seva nomenclatura i les seves propietats;

T00	Eina de planejar de $\varnothing$ 80 mm CRB 5FL 19 mm longitud
T01	Eina de planejar $\varnothing$ 6 mm CRB 2FL 19 mm longitud
T02	Eina de planejar $\varnothing$ 10 mm CRB 2FL 19 mm longitud
T03	Eina de planejar $\varnothing$ 12 mm CRB 2FL 25 mm longitud
T04	Eina de planejar $\varnothing$ 16 mm CRB 2FL 32 mm longitud

T05	Eina de planejar $\varnothing$ 20 mm CRB 2FL 38 mm longitud
T06	Centrador de $\varnothing$ 6 mmx60DED HSS
T07	Eina esfèrica $\varnothing$ 4 mm CRB 4FL BM 14 mm longitud
T08	Eina esfèrica $\varnothing$ 10 mm CRB 4FL BM 22 mm longitud
T09	Eina esfèrica $\varnothing$ 12 mm CRB 4FL BM 25 mm longitud
T10	Eina de mandrinar $\varnothing$ 1 mm ajustable 12,7 mm longitud
T11	Eina d'avellanar $\varnothing$ 5 mm HSS 90° COUNTERSINK
T12	Eina de planejar $\varnothing$ 50 mm 5 FL CRB
T13	Broca 3,2x118°
T14	Centrador 10 mmx90°
T15	Broca 7,4x118°
T16	Broca 10,5x118°
T17	Broca 3,9x118°
T18	Eina de xaflanar $\varnothing$ 12 mm x45° 12 Fils

**Taula 48: Taula d'eines que s'usaran en la fabricació de la platina**

A continuació, s'aporta el significat de les corresponents sigles. Per exemple, CRB significa que la peça ha de ser de carboni (Carbide en anglès), FL significa el número de dents i HSS vol dir que és d'acer de baix carboni.

### 0.3.2. Propietats de la màquina, del material primari i centre màquina

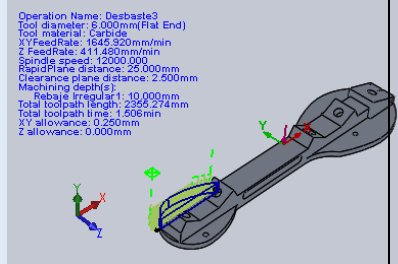
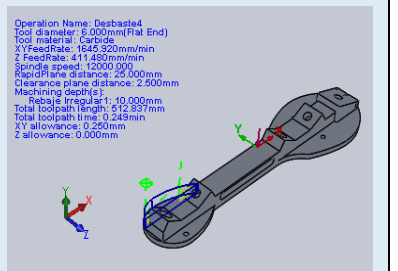
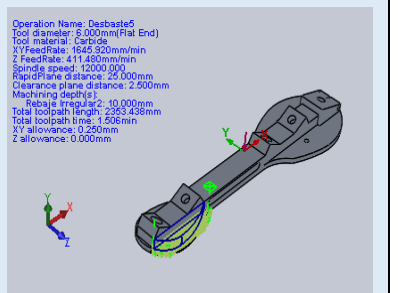
La màquina haurà de ser de CNC i del tipus Mill-Metric.

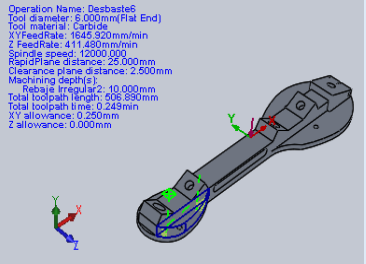
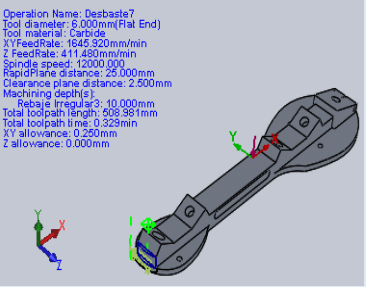
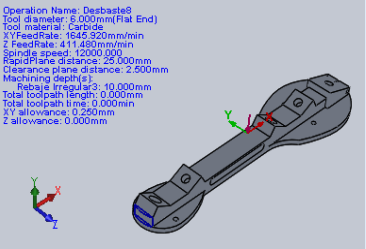
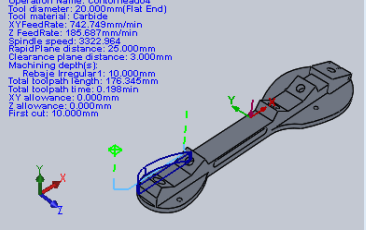
El centre màquina es troba a (0,0,0) mm en l'eix XYZ.

### 0.3.3. Procés de fabricació de la platina

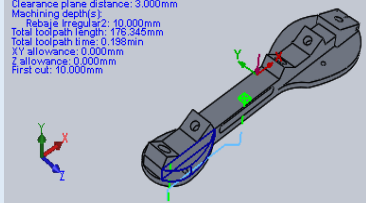
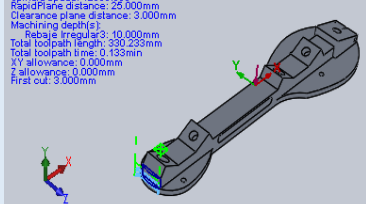
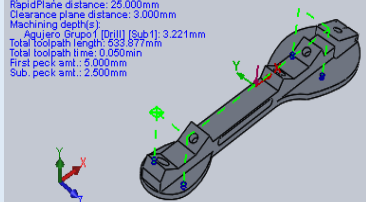
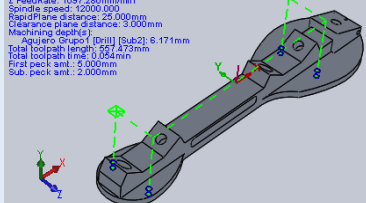
El material primari és alumini 7075 T6 i ha de tenir les mides de X: 247'5 mm, Y: 23'66 mm, Z: 66'77 mm, prèviament planejat completament per totes les cares. En cas que no estigués caldria fer-ho. Cal orientar la peça en l'eix secundari en cada pla de treball. La velocitat de l'huset (n) és adimensional

## 13. Processos en pla de treball 1

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
1	T01	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 10 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 1,506 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2355,274 mm	 <p>Operation Name: Desbaste3  Tool diameter: 6.000mm(Flat End)  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1645.520mm/min  ZFeedRate: 411.480mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 2.500mm  Machining depth(s):  Rebaje Irregular1: -10.000mm  Total toolpath length: 2355.274mm  Total toolpath time: 1.506min  XY allowance: 0.250mm  Z allowance: 0.000mm</p>
2	T01	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 10 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 0,249 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2355,274 mm	 <p>Operation Name: Desbaste4  Tool diameter: 6.000mm(Flat End)  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1645.520mm/min  ZFeedRate: 411.480mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 2.500mm  Machining depth(s):  Rebaje Irregular1: -10.000mm  Total toolpath length: 612.527mm  Total toolpath time: 0.249min  XY allowance: 0.250mm  Z allowance: 0.000mm</p>
3	T01	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 10 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 1,506 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2355,274 mm	 <p>Operation Name: Desbaste5  Tool diameter: 6.000mm(Flat End)  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1645.520mm/min  ZFeedRate: 411.480mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 2.500mm  Machining depth(s):  Rebaje Irregular2: -10.000mm  Total toolpath length: 2353.438mm  Total toolpath time: 1.506min  XY allowance: 0.250mm  Z allowance: 0.000mm</p>

4	T01	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 10 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 0,249 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2355,274 mm	<p>Operation Name: Desbast6  Tool diameter: 6,000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XY FeedRate: 1645,920mm/min  Z FeedRate: 411,480mm/min  Spindle speed: 12000,000  RapidPlane distance: 25,000mm  Clearance plane distance: 2,500mm  Machining depth(s):  Rabote irregular2: -10,000mm  Total toolpath length: 606,890mm  Total toolpath time: 0,249min  XY allowance: 0,250mm  Z allowance: 0,000mm</p> 
5	T01	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 10 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 0,329 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2355,274 mm	<p>Operation Name: Desbast7  Tool diameter: 6,000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XY FeedRate: 1645,920mm/min  Z FeedRate: 411,480mm/min  Spindle speed: 12000,000  RapidPlane distance: 25,000mm  Clearance plane distance: 2,500mm  Machining depth(s):  Rabote irregular3: -10,000mm  Total toolpath length: 606,381mm  Total toolpath time: 0,329min  XY allowance: 0,250mm  Z allowance: 0,000mm</p> 
6	T01	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 1 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 0,001 min i una tolerància final de 0,25 mm	<p>Operation Name: Desbast8  Tool diameter: 6,000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XY FeedRate: 1645,920mm/min  Z FeedRate: 411,480mm/min  Spindle speed: 12000,000  RapidPlane distance: 25,000mm  Clearance plane distance: 2,500mm  Machining depth(s):  Rabote irregular3: -10,000mm  Total toolpath length: 0,000mm  Total toolpath time: 0,000min  XY allowance: 0,250mm  Z allowance: 0,000mm</p> 
7	T05	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 829,493 mm/min, la mateixa que en eix Z. Una n de 3322,96 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 10 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 10 mm. Temps=0,198 min	<p>Operation Name: Contorneigadot  Tool diameter: 20,000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XY FeedRate: 745,745mm/min  Z FeedRate: 185,687mm/min  Spindle speed: 3322,96  RapidPlane distance: 25,000mm  Clearance plane distance: 2,000mm  Machining depth(s):  Rabote irregular1: -10,000mm  Total toolpath length: 176,345mm  Total toolpath time: 0,198min  XY allowance: 0,000mm  Z allowance: 0,000mm  First cut: 10,000mm</p> 

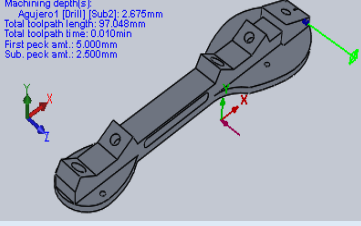
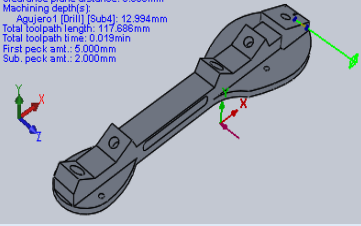
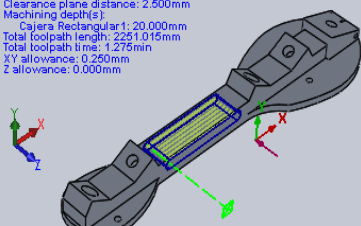
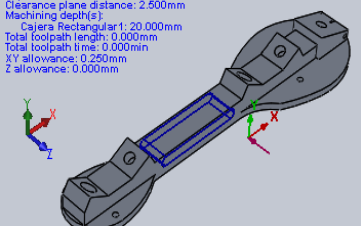


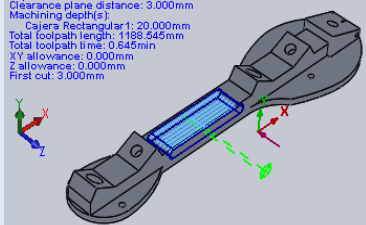
8	T05	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 829,493 mm/min, la mateixa que en eix Z. Una n de 3322,96 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 10 mm. Temps=0,198 min	<p>Operation Name: Contorneado5  Tool diameter: 20.000mm(Flat End)  Tool material: Carbide  XY FeedRate: 742.749mm/min  Z FeedRate: 185.687mm/min  Spindle speed: 3322.964  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Rebaje Irregular2: 10.000mm  Total toolpath length: 176.345mm  Total toolpath time: 0.198min  XY allowance: 0.000mm  Z allowance: 0.000mm  First cut: 10.000mm</p> 
9	T01	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 829,493 mm/min, la mateixa que en eix Z. Una n de 3322,96 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 10 mm. Temps=0,133 min	<p>Operation Name: Contorneado6  Tool diameter: 5.000mm(Flat End)  Tool material: Carbide  XY FeedRate: 1645.520mm/min  Z FeedRate: 411.630mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Rebaje Irregular3: 10.000mm  Total toolpath length: 330.235mm  Total toolpath time: 0.133min  XY allowance: 0.000mm  Z allowance: 0.000mm  First cut: 3.000mm</p> 
10	T06	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 832,493 mm/min i una n 9605 [-]. L'avanç és de 3 mm i un forat de 3,221 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,05 min	<p>Operation Name: Centrado8  Tool diameter: 2.100mm  Tool material: HSS  XY FeedRate: 829.493mm/min  Z FeedRate: 829.493mm/min  Spindle speed: 9605.054  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero Grupo1 (Drill) (Sub1): 3.221mm  Total toolpath length: 553.577mm  Total toolpath time: 0.053min  First peck amt.: 0.060mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p> 
11	T17	Forat de broca amb una vc de 1097 mm/min i una n de 12000 [-]. El forat serà de 6,171 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,054 min	<p>Operation Name: Broca6  Tool diameter: 3.000mm  Tool material: Cobalt  XY FeedRate: 1097.250mm/min  Z FeedRate: 1097.250mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero Grupo1 (Drill) (Sub2): 6.171mm  Total toolpath length: 557.473mm  Total toolpath time: 0.054min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p> 

Taula 49: Procés de treball en el pla de treball 1

#### 14. Procés en pla de treball 2

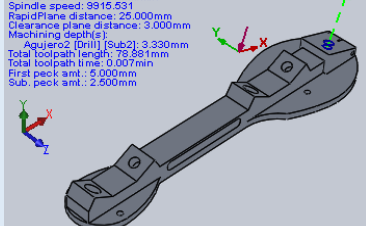
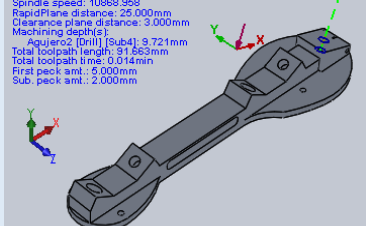
Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
-----------------	------	-----------------------	--------

12	T06	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 829,493 mm/min i una n 9605 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,01 min	<p>Operation Name: Centrador1  Tool diameter: 2.100mm  Tool material: W18  XYFeedRate: 829.493mm/min  Z FeedRate: 829.493mm/min  Spindle speed: 9605.064  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  - Agujero1 (Drill) (Sub2): 2.675mm  Total toolpath length: 37.048mm  Total toolpath time: 0.010min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p> 
13	T13	Forat de broca amb una vc de 829,493 mm/min i una n de 9605 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,019 min	<p>Operation Name: Broca1  Tool diameter: 3.200mm  Tool material: Cobalt  XYFeedRate: 1097.280mm/min  Z FeedRate: 1097.280mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  - Agujero1 (Drill) (Sub4): 12.994mm  Total toolpath length: 117.638mm  Total toolpath time: 0.019min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.000mm</p> 
14	T06	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 20 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 1,275 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2251 mm	<p>Operation Name: Desbaste1  Tool diameter: 6.000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1645.920mm/min  Z FeedRate: 411.480mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 2.500mm  Machining depth(s):  - Caja Rectangular1: 20.000mm  Total toolpath length: 117.638mm  Total toolpath time: 1.275min  XY allowance: 0.250mm  Z allowance: 0.000mm</p> 
15	T06	Procés de desbast, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min. L'avanç serà de 2,5 mm. La profunditat de desbast serà de 20 mm (de forma irregular, es segueix patró del disseny de CAM), el temps serà de 0,002 min i una tolerància final de 0,25 mm. La distància de trajectòria de l'eina serà de 2251 mm	<p>Operation Name: Desbaste2  Tool diameter: 6.000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1645.920mm/min  Z FeedRate: 411.480mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 2.500mm  Machining depth(s):  - Caja Rectangular1: 20.000mm  Total toolpath length: 0.000mm  Total toolpath time: 0.000min  XY allowance: 0.250mm  Z allowance: 0.000mm</p> 

16	T01	<p>Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 829,493 mm/min, la mateixa que en eix Z. Una n de 3322,96 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 10. La distància de trajectòria de l'eina serà de 10 mm. Temps=0,133 min</p>	<p>Operation Name: Contorneado1  Tool diameter: 6.000mm(Flat End)  Tool material: Carbide  X/Y FeedRate: 1646.920mm/min  Z FeedRate: 411.480mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Cajera Rectangular1: 20.000mm  Total toolpath length: 1188.545mm  Total toolpath time: 0.645min  XY allowance: 0.000mm  Z allowance: 0.000mm  First cut: 3.000mm</p> 
----	-----	---	---

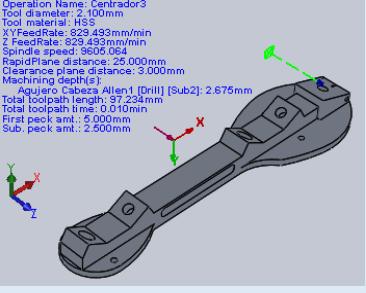
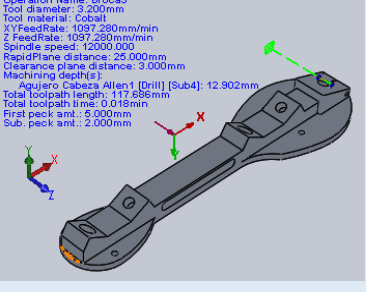
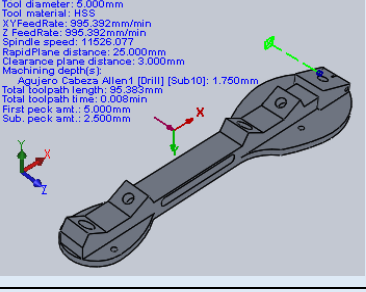
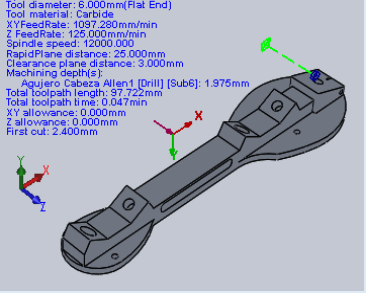
Taula 50: Procés de treball en el pla de treball 2

### 15. Procés en pla de treball 3

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
17	T14	<p>Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712 mm/min i una n 9915 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,007 min</p>	<p>Operation Name: Centrador2  Tool diameter: 10.000mm  Tool material: Carbide  X/Y FeedRate: 1712.611mm/min  Z FeedRate: 1712.611mm/min  Spindle speed: 9915.631  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero2 [Drill] [Sub2]: 3.330mm  Total toolpath length: 78.881mm  Total toolpath time: 0.007min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p> 
18	T15	<p>Forat de broca amb una vc de 1214,71 mm/min i una n de 10868,95 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,014 min</p>	<p>Operation Name: Broca2  Tool diameter: 7.400mm  Tool material: Cobalt  X/Y FeedRate: 1214.715mm/min  Z FeedRate: 1214.715mm/min  Spindle speed: 10868.958  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero2 [Drill] [Sub4]: 9.721mm  Total toolpath length: 81.863mm  Total toolpath time: 0.014min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.000mm</p> 

Taula 51: Procés de treball en el pla de treball 3

## 16. Procés de treball en el pla de treball 4

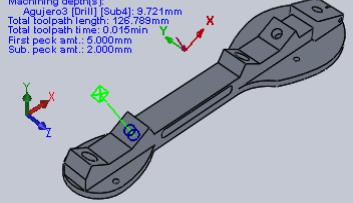
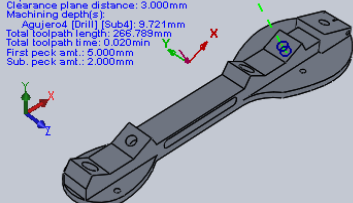
Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
19	T06	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 829,493 mm/min i una n 9605 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,01 min	 <p>Operation Name: Centrador3  Tool diameter: 2.100mm  Tool material: HSS  XYFeedRate: 829.493mm/min  Z FeedRate: 829.493mm/min  Spindle speed: 9605.054  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s)  - Agujero Cabeza Allen1 [Drill] [Sub2]: 2.675mm  Total toolpath length: 97.234mm  Total toolpath time: 0.010min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p>
20	T13	Forat de broca amb una vc de 1097,28 mm/min i una n de 12000 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,018 min	 <p>Operation Name: Broca3  Tool diameter: 3.200mm  Tool material: Cobalt  XYFeedRate: 1097.280mm/min  Z FeedRate: 1097.280mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s)  - Agujero Cabeza Allen1 [Drill] [Sub4]: 12.902mm  Total toolpath length: 117.686mm  Total toolpath time: 0.018min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.000mm</p>
21	T11	Procés d'avellanar amb una vc de 995,39 mm/min i una n de 11526,077 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1= 5 mm. Profunditat 2=2,5 mm. Temps=0,008 min	 <p>Operation Name: Avellanador1  Tool diameter: 5.000mm  Tool material: HSS  XYFeedRate: 995.392mm/min  Z FeedRate: 995.392mm/min  Spindle speed: 11526.077  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s)  - Agujero Cabeza Allen1 [Drill] [Sub10]: 1.750mm  Total toolpath length: 95.383mm  Total toolpath time: 0.008min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p>
22	T01	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 1097,28 mm/min i en l'eix Z una de 125 mm/min. Una n de 12000 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 2,4 mm. Temps=0,047 min	 <p>Operation Name: Contornador2  Tool diameter: 5.000mm (Flat End)  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1097.280mm/min  Z FeedRate: 125.000mm/min  Spindle speed: 12000.000  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s)  - Agujero Cabeza Allen1 [Drill] [Sub6]: 1.975mm  Total toolpath length: 97.722mm  Total toolpath time: 0.047min  XY allowance: 0.000mm  Z allowance: 0.000mm  First cut: 2.400mm</p>

23	T11	<p>Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 1357 mm/min, i en l'eix Z de 125 mm/min. Una n de 9546,85 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 2 mm..</p> <p>Temps=0,08 min</p>	
----	-----	---	--

Taula 52: Procés de treball en el pla de treball 4

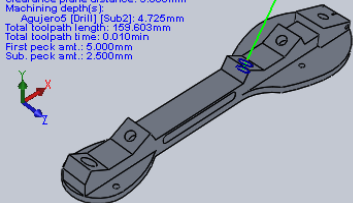
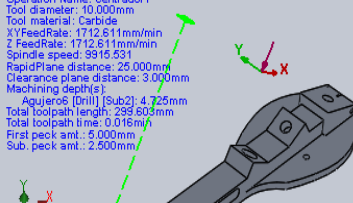
## 17. Pla de treball 5

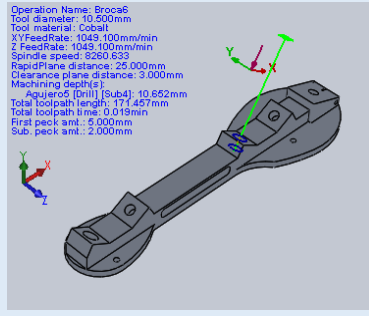
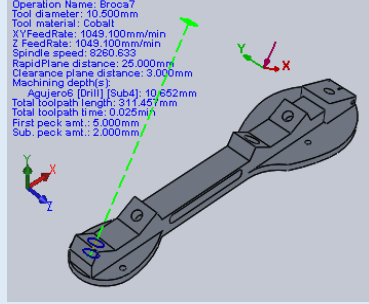
Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
24	T14	<p>Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712,611 mm/min (en tots els eixos) i una n 9915,53 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm.</p> <p>Temps=0,008 min</p>	
25	T14	<p>Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712,611 mm/min (en tots els eixos) i una n 9915,53 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm.</p> <p>Temps=0,013 min</p>	

26	T15	Forat de broca amb una vc de 1214,715 mm/min (en tots els eixos) i una n de 10868 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,015 min	<p>Operation Name: Broca4  Tool diameter: 7.400mm  Tool material: Cobalt  XYFeedRate: 1214.715mm/min  ZFeedRate: 1214.715mm/min  Spindle speed: 10868.958  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero3 (Drill) (Sub4): 9.721mm  Total toolpath length: 125.783mm  Total toolpath time: 0.015min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.000mm</p> 
27	T15	Forat de broca amb una vc de 1214,715 mm/min (en tots els eixos) i una n de 10868 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,02 min	<p>Operation Name: Broca5  Tool diameter: 7.400mm  Tool material: Cobalt  XYFeedRate: 1214.715mm/min  ZFeedRate: 1214.715mm/min  Spindle speed: 10868.958  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero5 (Drill) (Sub4): 9.721mm  Total toolpath length: 255.789mm  Total toolpath time: 0.020min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.000mm</p> 

Taula 53: Procés de fabricació en el pla de treball 5

## 18. Pla de treball 6

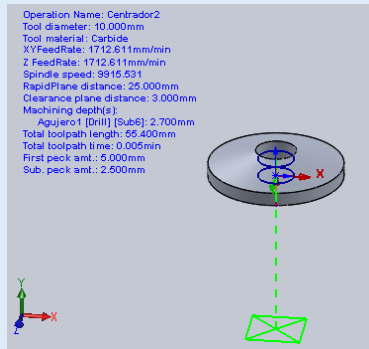
Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
28	T14	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712,611 mm/min (en tots els eixos) i una n 9915,53 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,01 min	<p>Operation Name: Centrador6  Tool diameter: 10.000mm  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1712.611mm/min  ZFeedRate: 1712.611mm/min  Spindle speed: 9915.531  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero6 (Drill) (Sub2): 4.725mm  Total toolpath length: 159.603mm  Total toolpath time: 0.010min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p> 
29	T14	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712,611 mm/min (en tots els eixos) i una n 9915,53 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,016 min	<p>Operation Name: Centrador7  Tool diameter: 10.000mm  Tool material: Carbide  XYFeedRate: 1712.611mm/min  ZFeedRate: 1712.611mm/min  Spindle speed: 9915.531  RapidPlane distance: 25.000mm  Clearance plane distance: 3.000mm  Machining depth(s):  Agujero6 (Drill) (Sub2): 4.725mm  Total toolpath length: 299.603mm  Total toolpath time: 0.016min  First peck amt.: 5.000mm  Sub. peck amt.: 2.500mm</p> 

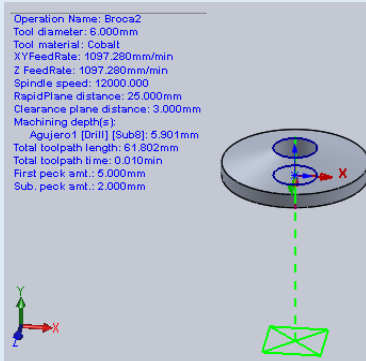
30	T16	Forat de broca amb una vc de 1049,1 mm/min (en tots els eixos) i una n de 8260 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,019 min	 <p>Operation Name: Broca6 Tool diameter: 10.500mm Tool material: Cobalt XYFeedRate: 1049.100mm/min Z FeedRate: 1049.100mm/min Spindle speed: 8260.633 RapidPlane distance: 25.000mm Clearance plane distance: 3.000mm Machining depth(s): Agujero1 [Drill] [Sub4]: 10.652mm Total toolpath length: 177.457mm Total toolpath time: 0.019min First peck amt.: 5.000mm Sub. peck amt.: 2.000mm</p>
31	T16	Forat de broca amb una vc de 1214,715 mm/min (en tots els eixos) i una n de 10868 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,025 min	 <p>Operation Name: Broca7 Tool diameter: 10.500mm Tool material: Cobalt XYFeedRate: 1049.100mm/min Z FeedRate: 1049.100mm/min Spindle speed: 8260.633 RapidPlane distance: 25.000mm Clearance plane distance: 3.000mm Machining depth(s): Agujero1 [Drill] [Sub4]: 10.652mm Total toolpath length: 311.467mm Total toolpath time: 0.025min First peck amt.: 5.000mm Sub. peck amt.: 2.000mm</p>

Taula 54: Procés de fabricació en el pla de treball 6

### 0.3.4. Procés de fabricació de les volanderes

El material primari és l'alumini 6061 T6 i les dimensions inicials han de disposar de les mides de X: 20 mm, Y: 4'1 mm, Z: 20 mm. Prèviament, ha d'estar planejat completament per totes les cares. En cas que no estigués caldria fer-ho. Cal orientar la peça en l'eix secundari en cada pla de treball. La velocitat de l'huset (n) és adimensional. No obstant, hi ha un únic pla de treball. També prèviament, ha d'estar mecanitzat amb un torn de manera que obtinguem un cilindre de 20 mm d'altura i amb un diàmetre de 4,1 mm.

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
32	T13	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712 mm/min i una n 9915 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,005 min	 <p>Operation Name: Centrador2 Tool diameter: 10.000mm Tool material: Carbide XYFeedRate: 1712.611mm/min Z FeedRate: 1712.611mm/min Spindle speed: 9915.531 RapidPlane distance: 25.000mm Clearance plane distance: 3.000mm Machining depth(s): Agujero1 [Drill] [Sub6]: 2.700mm Total toolpath length: 55.400mm Total toolpath time: 0.005min First peck amt.: 5.000mm Sub. peck amt.: 2.500mm</p>

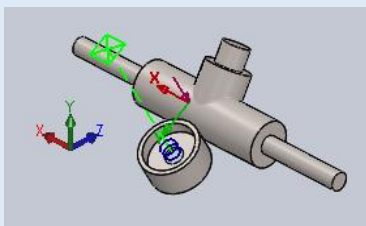
33	T14	Forat de broca amb una vc de 1097,28 mm/min i una n de 12000 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,01 min	
34	T18	Procés de xaflenar amb 45°, amb una velocitat en l'eix XY de 1645 mm/min i en l'eix Z 411,48 mm/min.. El temps serà aproximadament de 0,01 min	

Taula 55: Volandera de les gomes

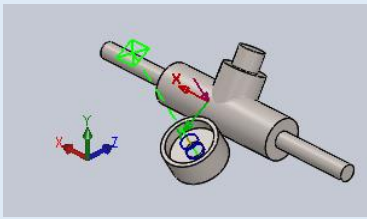
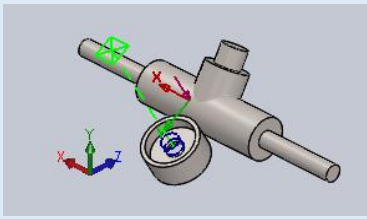
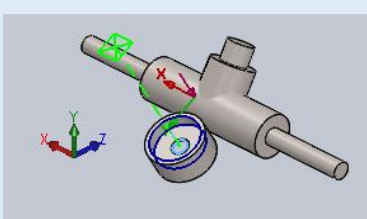
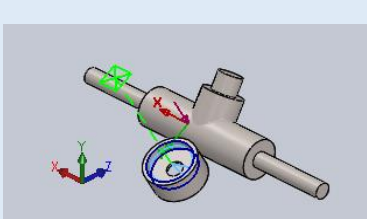
### 0.3.5. Procés de fabricació de l'eix

El material primari és el titani 6Al 4V i haurà de tenir les mides de X: 110 mm, Y: 39,13 mm, Z: 41,17 mm, prèviament planejat completament per totes les cares. En cas que no estigués caldria fer-ho. Caldria orientar la peça en l'eix secundari en cada pla de treball. La velocitat de l'huset (n) és adimensional.

### 19. Procés de treball en el pla de treball 1

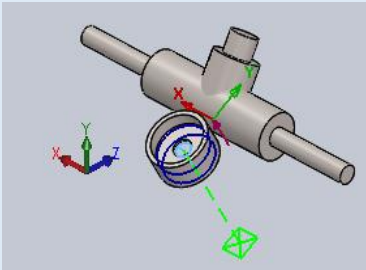
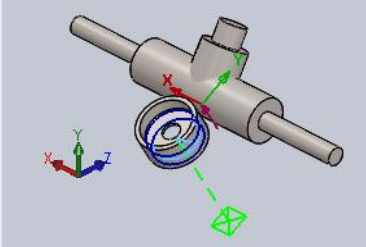
Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
35	T13	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712,61 mm/min (en ambdós eixos) i una n 9915 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,007 min	



36	T13	Forat de broca amb una vc de 1097,28 mm/min i una n de 12000 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,014 min	
37	T15	Procés d'avellanar amb una vc de 570,646 mm/min (ambdós eixos) i una n de 4493,278 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1= 5 mm. Profunditat 2=2,5 mm. Temps=0,015 min	
38	T03	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 732,8 mm/min i en l'eix Z una de 125 mm/min. Una n de 6556,99 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 4,8 mm. Temps=0,109 min	
39	T11	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 1357 mm/min, i en l'eix Z de 125 mm/min. Una n de 9546,85 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 2 mm. Temps=0,099 min	

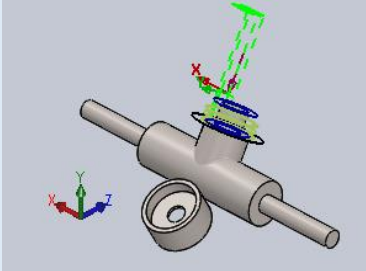
Taula 56: Pla de fabricació del pla de treball 1 de l'eix

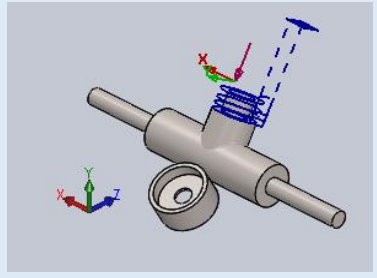
## 20. Procés de treball en el pla de treball 2

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
40	T03	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 732,8 mm/min i en l'eix Z una de 125 mm/min. Una n de 6556,99 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 4,8 mm. Temps=0,108 min	
41	T11	Procés de contorn amb una velocitat en l'eix XY de 1357 mm/min, i en l'eix Z de 125 mm/min. Una n de 9546,85 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 2 mm. Temps=0,099 min	

Taula 57: Pla de fabricació del pla de treball 2 de l'eix

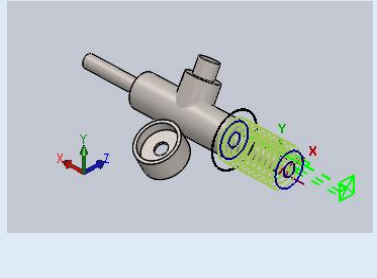
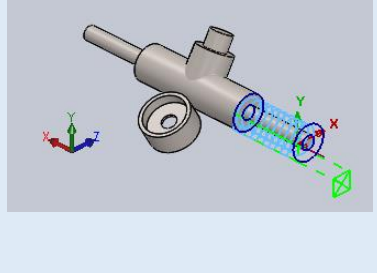
## 21. Procés de treball en el pla de treball 3

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
42	T01	Procés de desbast amb una velocitat de tall de 1645,92 mm/min en l'eix XY i en l'eix Z de 411,48 mm/min. La velocitat de l'huset (n) té un gir de 12000 [-]. L'avanç és de 2,5 mm i la profunditat de 7 mm. La tolerància final serà de 0,25 mm i el temps de 0,547 min	

43	T01	Procés de contorn amb una velocitat de tall de 1645,92 mm/min en l'eix XY i en l'eix Z de 411,48 mm/min. Una n de 12000 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 7 mm. Temps=0,146 min. El primer tall serà de 3 mm.	
----	-----	--	---

Taula 57: Pla de fabricació del pla de treball 3 de l'eix

## 22. Procés de treball en el pla de treball 4

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
44	T01	Procés de desbast amb una velocitat de tall de 1645,92 mm/min en l'eix XY i en l'eix Z de 411,48 mm/min. La velocitat de l'huset (n) té un gir de 12000 [-]. L'avanç és de 2,5 mm i la profunditat de 30 mm. La tolerància final serà de 0,25 mm i el temps de 1,661 min	
45	T01	Procés de contorn amb una velocitat de tall de 1645,92 mm/min en l'eix XY i en l'eix Z de 411,48 mm/min. Una n de 12000 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 30 mm. Temps=0,45 min. El primer tall serà de 3 mm.	

Taula 58: Pla de fabricació del pla de treball 4 de l'eix

### 23. Procés de treball en el pla de treball 5

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
46	T01	Procés de desbast amb una velocitat de tall de 1645,92 mm/min en l'eix XY i en l'eix Z de 411,48 mm/min. La velocitat de l'huset (n) té un gir de 12000 [-]. L'avanç és de 2,5 mm i la profunditat de 30 mm. La tolerància final serà de 0,25 mm i el temps de 1,661 min	
47	T01	Procés de contorn amb una velocitat de tall de 1645,92 mm/min en l'eix XY i en l'eix Z de 411,48 mm/min. Una n de 12000 [-], un avanç de 3 mm, una profunditat de desbast de 30 mm. Temps=0,45 min. El primer tall serà de 3 mm.	

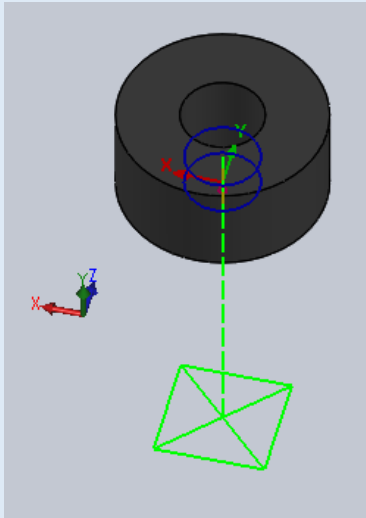
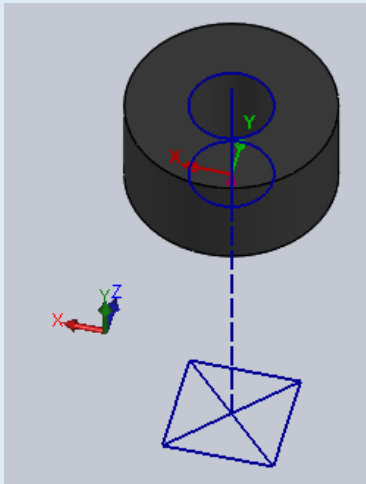
Taula 59: Pla de fabricació del pla de treball 5 de l'eix

#### 0.3.6. Procés de fabricació de les gomes petites

El material serà poliuretà 11671 i el material primari haurà de tenir les mides de X: 15 mm, Y: 7,1 mm, Z: 15 mm, prèviament planejat completament per totes les cares. En cas que no estigués caldria fer-ho. Cal orientar la peça en l'eix secundari en cada eix. La velocitat de l'huset (n) és adimensional. Hi ha un únic pla de treball. També prèviament, ha d'estar mecanitzat amb un torn de manera que obtinguem un cilindre de 7,1 mm d'altura i amb un diàmetre de 15 mm.

Si no s'aconsegueix el material previ tal i com el desitgem l'hauré de fabricar.

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge

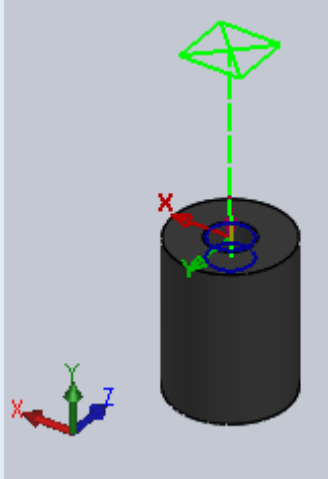
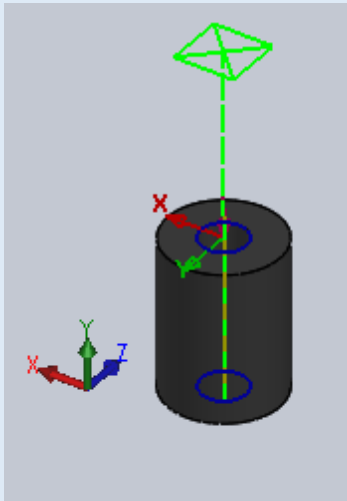
48	T13	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712 mm/min i una n 9915 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,005 min	
49	T14	Forat de broca amb una vc de 1097,28 mm/min i una n de 12000 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,013 min	

Taula 60: Taula de fabricació en el pla de treball 1 de les gomes petites

### 0.3.7. Procés de fabricació de les gomes grans

El material serà poliuretà 11671 i el material primari haurà de tenir les mides de X: 15 mm, Y: 7'1 mm, Z: 15 mm, prèviament planejat completament per totes les cares. En cas que no estigués caldria fer-ho. Caldria orientar la peça en l'eix secundari en cada pla de treball. La velocitat de l'huset (n) és adimensional. Hi ha un únic pla de treball. També prèviament, ha d'estar mecanitzat amb un torn de manera que obtinguem un cilindre de 7,1 mm d'altura i amb un diàmetre de 15 mm.

Si no s'aconsegueix el material previ tal i com el desitgem l'hauré de fabricar.

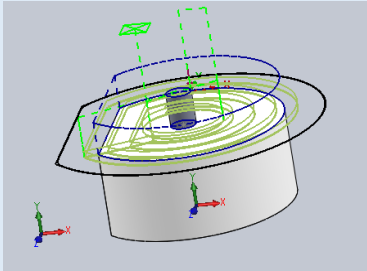
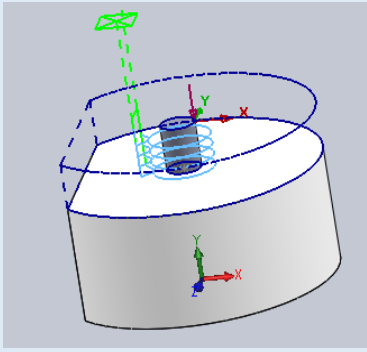
Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
50	T13	Punteig del centre de punts. Amb una vc de 1712 mm/min i una n 9915 [-]. L'avanç és de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2,5 mm. Temps=0,005 min	
51	T14	Forat de broca amb una vc de 1097,28 mm/min i una n de 12000 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,025 min	

Taula 61: Taula de fabricació en el pla de treball 1 de les gomes petites

### 0.3.8. Procés de fabricació del tac

El material serà poliuretà 11671 i el material primari haurà de tenir les mides de X: 52,36 mm, Y: 35 mm, Z: 60 mm, prèviament planejat completament per totes les cares. En cas que no estigués caldria fer-ho. Cal orientar la peça en l'eix secundari en cada pla de treball (no confondre amb el primari, d'orientació de la vista de l'element). La velocitat de l'huset (n) és adimensional. Hi ha un únic pla de treball. També prèviament, ha d'estar mecanitzat amb un torn de manera que obtinguem un cilindre de 7,1 mm d'altura i amb un diàmetre de 15 mm.

Si no s'aconsegueix el material previ tal i com el desitgem l'haurem de fabricar.

Núm. Del procés	Eina	Descripció del procés	Imatge
52	T04	Operació de contorn, amb una velocitat en l'eix XY de 489,293 mm/min i en l'eix Z de 122,323 mm/min. La n té un valor de 4378,066 [-] i un avanç de 2,5 mm. La profunditat és de 35 mm i amb un temps de 21,518 min. (Trajectòria irregular, seguint el CAM)	
52	T04	Operació de desbast, amb una velocitat de tall en l'eix XY de 489,293 mm/min i en l'eix Z de 122,323 mm/min. La velocitat de gir de l'huset és de 4378,066 [-] i un avanç de 2,5 mm. La profunditat és de 10 mm i un temps de 6,164 min. La tolerància final serà de 0,25 mm. (Trajectòria irregular, seguint el CAM)	
49	T14	Forat de broca amb una vc de 1097,28 mm/min i una n de 12000 [-]. L'avanç serà de 3 mm. Profunditat 1: 5 mm. Profunditat 2: 2 mm. Temps=0,013 min. (Trajectòria irregular seguint el CAM)	

**Taula 62:** Taula de fabricació en el pla de treball 1 del tac. Té un temps superior de mecanització al fabricar goma natural.

## 24. Fórmules que s'han usat per calcular el procés de fabricació

La velocitat de tall depèn del tipus de material, acabat i de l'eina. Per exemple, en la goma la vc és inferior que en l'alumini 7075 T6. També va donada per la velocitat de la fresa o motor que és donada per la següent fórmula:

$$n = \frac{vc * 1000}{\pi * D}$$

La velocitat d'avanç s'ha de tornar a calcular un cop apliquem la velocitat de motor, que és aportada pel fabricant. Per exemple, en la següent taula podem observar les diferents velocitats de fresa que hem d'usar en aquest procés (valors adimensionals o  $rev^{-1}$ ):

3322,96	4378	4493,278	6556,99	8260	9546,85	9605	9915	10868	12000
---------	------	----------	---------	------	---------	------	------	-------	-------

Taula 58: Valors de les diferents velocitats de fresa

A continuació, s'expressa la l'avanç (mm/min), que és proporcionat en les taules dels fabricants:

$$a = \frac{vc * 1000}{\pi * D} * z * az$$

On  $vc$  significa velocitat de tall (m/min),  $z$  (número de dents) i  $az$  (avanç per dents)

La profunditat segueix la següent fórmula:

$$p = Vm * \frac{1000}{D * a} \text{ (mm)}$$

On  $Vm$  significa la màxima quantitat de d'encenall en  $cm^3$ . Per altra banda, la velocitat d'avanç és el producte de l'avanç per les revolucions del motor de la fresa:

$$va = a * n \text{ (mm/min)}$$

Amb el qual obtenim el temps de tall, que equival a:

$$t = \frac{L_{mecanitzat}}{va} \text{ (min)}$$

Per últim, aportem la fórmula per tal de conèixer el temps de mecanitzat total (min):

$$t_{mecanitzat} = tp + tce * Nce + tcpt + tt$$

On  $Tp$  significa temps de preparació (min),  $tcpt$  vol dir temps de canvi de pla de treball (min),  $tt$  temps de tall (min) i  $tce * Nce$  (temps de canvi d'eina).



## A4. Entrevistes

En aquest apartat, es recullen les converses amb els especialistes d'aquest esport.

### 1. Sergi Aragonès, jugador professional del Noia Freixenet

En primer lloc, s'exposa l'entrevista amb en Sergi Aragonès. Jugador del primer equip del CE Noia Freixenet, de l'OkLiga espanyola (divisió d'honor).

#### **-Quines són les propietats que valores més a l'hora d'escollir les plantilles dels patins?**

R: En primer lloc, a l'hora d'escollir les plantilles, miro la marca. Saber d'on ve ja em marca una idea. Després el model, hi ha un cert rumor que un tipus de model sempre ha anat bé i, per tant, sembla que el boca en boca marca el prejudici. També una de les propietats que tinc en compte és la gamma, sóc professional i com a tal, tendixo a anar al més car perquè probablement la marca ens fa creure que té les millors plantilles (és a dir alguna innovació respecte les altres)

#### **-Consideres que una reducció de la massa de les plantilles de 100/200 g (un 20/30% de reducció) pot ajudar per jugadors d'alta competició?**

R: Sí. Sens dubte. Cada vegada el nivell esportiu s'igualava més, per tant, qualsevol reducció de pes en l'equipament permet treure diferències en el desgast físic del jugador. Cal tenir en compte (comprovat per mi mateix) que tota la indumentària d'un jugador de hoquei augmenta entre 3 i 5 kg del pes respecte sense l'equipament. D'aquí, la importància en reduir pes ja que és un esport molt explosiu i de constants canvis de moviment que produeix un gran desgast físic

#### **-Per on et solen trencar? (si se t'han trencat mai)**

R: He tingut plantilles de tot tipus i models. I sempre se m'han trencat pel mateixos 3 llocs. El primer i el més costós és el tren de la direcció, on té l'eix per a la roda. Cada recanvi sol costar uns 25 euros depenent de la marca i vaig tenir unes plantilles que en trencava entre un i dos cada mes. Per desgràcia o gràcies a déu, una companyia aèria em va perdre la maleta i les vaig perdre. En segon lloc, la rosca del fre. Cada 3 o 4 mesos canvio el fre i al 2 o 3 anys la rosca per força. I per últim, també relacionat amb el canvi de bota (anual) els forats per acoblar-la a la bota amb la suor del peu, dutxa, etc. es donen i haig de fer invents per poder lligar amb garanties any rere any.

#### **-Quines plantilles tens actualment?**

R: Actualment, després de perdre les plantilles antigues per culpa d'un viatge a l'estranger, vaig optar per una marca italiana, molt bona, i amb anys d'experiència i reputació. És una marca anomenada Roll-

line i el model anomenat Mistral. És el model que m'està durant més ja que porto 4 anys i només he trencat 2 trens de direcció i crec que té un bon maneig i el pes està prou bé. Actualment hi ha millors models que tenen l'espai del mig amb forats per reduir pes, però mentre aguantin les que porto, no les canviaré degut a que "más vale mal conocido, que mal por conocer".

**-Els hi innovaries alguna propietat? Canvi de material, reducció de secció, millora en les oxidacions i/o entalles..?**

R: Penso que hi ha molt per fer en aquest món. No està prou investigat perquè no te el ressò esportiu que pot tenir altres esports com tennis, bàsquet, futbol... Per això, crec que es pot millorar molt. Sobretot amb el tema de pes, i maniobrabilitat. Fa setmanes em va venir un home que treballa en una fàbrica d molles i va dissenyar una molla de mida corresponent per posar-la en el pati i deia que pot fer girs mes tancats, però sacrificant estabilitat en la frenada. Per això no he optat per canviar, primer perquè al no ser recanvi oficial, pot fer-me malbé la plantilla i en segon lloc perquè arregla un problema però en crea un altre. Em definitiva, crec que es pot millorar en pes i resistència als cop i fatiga del material, malgrat he escoltat que volen aconseguir fer les plantilles menys altres per tal de millorar en centre de gravetat del jugador.

**-Creus que en l'hoquei patins hi ha pocs estudis científics?**

R: Com he dit anteriorment, està poc estudiat perquè no genera el ressò mediàtic com ho fan altres esports. A més a més, la poca competència del mercat entre marques tampoc ajuda en que competeixin per a portar nous productes. Tot i això, crec que una petita millora mecànica pot esdevenir una gran millora esportiva. Per tant, per poc esforç que s'hi faci, de ben segur que sen treu un gran avantatge.

## **2. Josep Fuster, propietari de la botiga Endèmic Esports, entrenador i exjugador d'hoquei**

En aquest apartat es transcriu l'entrevista a Josep Fuster.

**-Creus que com a distribuïdor de material d'hoquei un estudi científic pot ajudar a millorar el material?**

R: Sí, crec que seria molt útil que gent entesa en el sector s'involucrés en la millora.

**-Quines serien les plantilles que hi ha en l'actualitat? I d'alta competició?**

R: En primer lloc, les més populars i fiables serien les Boiani i les Roll Line que pot haver la Variant o la Mistral, que per mi són les que millor funcionen.

**-Quines parts creus que es poden millorar de les platines o són més diferents?**

R: Pel que fa a millores no ho sé, és complicat. Respecte, a les diferències, la Boiani per exemple, està creada a l'”antiga” i la Roll Line incorpora més innovacions, però en la Boiani hi confio molt, perquè rarament falla.

**-Quins són els materials tècnics més usats?**

R: Sobretot alumini, però desconec l'aliatge concret.

**-Quines serien les propietats que destacaries de la Boiani STAR RK 16? I quines són les parts que es trencarien més en general?**

R: Doncs la confiança que dóna aquest model. Jugues partits, entrenaments i no tens problemes. En canvi, altres models sí que tenen ruptures pels eixos.. La Boiani, quan trenca és degut perquè no fem un bon ús o un bon manteniment. Per exemple, se'ns afluixen els eixos, un espàrrec, no duem la bota ben lliga... I llavors tot pateix. I pel que a Roll Line, també són força fiables.

## A5. Plec de condicions

El patí està previst per l'ús d'una persona de com a màxim de 150 kg, per tal de complir degudament totes les seves funcions degudament. El manteniment del patí correrà a càrrec del distribuïdor o futur client, tal i com està descrit en l'apartat de *Descripció del model original*. Cal que l'usuari vigili el descargolament de les peces de fixació, el desgast del tac i lubriqui correctament els coixinets amb l'engreixador de coixinets Luminec de la marca Ben Air.

El patí està dissenyat pel joc de l'hoquei de sobre patins. Qualsevol altre ús, no serà responsabilitat del disseny del patí.

Pel que fa al muntatge, primerament cal cargolar els eixos en els forats d'unió de la platina. A continuació s'introduirà els dos coixinets que té cada roda. El coixinet interior es posarà amb la part blindada cara avall. El mateix succeeix en l'exterior. Llavors s'apreta la roda amb el coixinet exterior, de manera que queda fixat amb l'element esmentat. A continuació es tornarà a fixar la roda amb el coixinet interior. Per últim, caldrà fixar la femella de les rodes. Més tard, s'agafa una clau d'Allen i es va cargolant fins que la roda agafa la velocitat desitjada. A continuació, caldrà fixar, els tacs, cargolant a partir de la rosca capdavantera. Després cal fixar el cargol de fixació del tac i la femella perquè no marxi.

Els eixos han d'estar prèviament muntats per separat. En cas que no ho estiguin, es col·locaran les dues gomes de suspensió. A sobre d'elles, cal posicionar les volanderes en la part exterior i el pern que passarà per l'interior de les gomes. Tal i com s'ha dit anteriorment, cal enroscar l'eix en la platina.

Per últim, cal fixar la femella dels dos eixos.

Pel que fa a les gomes que l'usuari ha d'usar dependrà del seu pes. Es recomana una duresa de 88A (fins a 55 kg) , 92A (fins a 70 kg) i 94A (fins a 100 kg).

